UNIVERSITATEA DIN BACĂU
FACULTATEA DE INGINERIE

IULIAN FLORESCU

MAŞINI HIDRAULICE

NOTE DE CURS
PENTRU UZUL STUDENȚILOR

Editura ALMA MATER
Bacău 2007

UNIVERSITATEA BACĂU

Tiparul executat sub comanda nr...
UNIVERSITATEA din BACĂU
Str. Spiru Haret nr. 9 Bacău
Apărut în anul 2007

PREFAȚĂ

Odată cu celelalte discipline ştiinţifice, Maşinile hidraulice s-au dezvoltat rapid în ultimul timp, numeroasele cercetări efectuate lărgind mult cunoştinţele asupra modului de funcţionare şi a caracteristicilor constructive, cât şi a numeroaselor aspecte a căror rezolvare depinde de cunoaşterea aprofundată a acestora. Paralel a crescut şi numărul aplicațiilor în diverse ramuri ale tehnicii moderne, pentru a căror dezvoltare cunoaşterea fenomenelor specifice fluidelor a devenit indispensabilă.

Lucrarea este rezultatul activității didactice şi ştiinţifice a autorului, profesor doctor inginer în cadrul Catedrei de Energetică, Mecatronică şi Ştiința Calculatoarelor şi se bazează pe concepția unitară de predare a acestei discipline în toate universitățile tehnice din țară.

Această lucrare încearcă să dea o prezentare a aspectelor esențiale ale teoriei, calculului şi proiectării echipamentelor specifice disciplinei, de asemeni a problemelor reprezentative, precum şi modul specific de rezolvare a lor.

Lucrarea cuprinde pe întinderea a 8 *capitole aplicarea ecuațiilor şi teoremelor generale ale Mecanicii fluidelor în studiul maşinilor hidraulice şi acționărilor hidrostatice şi studiul caracteristicilor funcționale mecanice şi energetice ale acestora. Majoritatea capitolelor au un conținut teoretic pronunțat cu demonstrații relativ simple şi punctate cu descrieri tehnice aplicative.*

Lucrarea se adresează în primul rând studenților facultăților cu profil mecanic şi energetic şi are ca scop aprofundarea şi consolidarea sub aspect teoretic şi aplicativ a cunoştinţelor legate de acționările şi sistemele de comandă utilizând diferite tipuri de fluide. Totodată oferă soluții ştiinţifice pentru alegerea unor subiecte de cercetare aprofundată şi este folositoare specialiştilor din industriile de profil.

Iulian Florescu

LISTA DE NOTAȚII

A aria
At atmosfera fizică
$\bar{a}(a_x, a_y, a_z)$ vectorul accelerație
a viteza de propagare a loviturii de berbec
at atmosferă tehnică
b lățimea deversorului;
C coeficientul lui Chézy; viteza absolută în turbomașini; centru de carenă; centrul de presiune
c viteza sunetului;
D diametrul
E energia totală unitară; modulul de elasticitate (solide)
Eu numărul lui Euler
$\bar{F}$ forța
$\bar{F}_g$ forța de greutate
$\bar{F}_m$ forța masică
$\bar{F}_p$ forța de presiune
$\bar{F}_s$ forța de suprafață
Fr numărul lui Froude
f frecvența
$\bar{f}_i$ rezultanta forțelor de inerție unitare
$\bar{f}_m$ rezultanta forțelor masice exterioare unitare
G centrul de greutate
g accelerația gravitației
H sarcina hidrostatică; energia specifică; energia specifică (sarcina) turbomașinilor adâncimea;
H_0 presiunea statică
H_s înălțimea de aspirație
H_t sarcina unui rotor real, fluidul perfect
H_{t_∞} sarcina teoretică a unui rotor ideal cu un număr infinit de pale;
h_r energia disipată (pierderea de sarcină)
$I_x(I_y,I_z)$ componenta impulsului pe axa Ox (Oy, Oz); momentul de inerție al suprafeței S față de Ox (Oy, Oz)
$\bar{i}(\bar{j},\bar{k})$ versorul axei Ox (Oy,Oz)
$\bar{K}$ momentul cinetic
k exponentul adiabatic
L lungimea; lucrul mecanic
l lungimea; lucrul mecanic; lungimea de amestec (Prandtl);
l_v lucrul mecanic unitar al forțelor de viscozitate
$\bar{M}$ momentul rezultant
Ma numărul lui Mach
$\bar{M}_0$ vectorul moment în raport cu punctul O
m masa
$\bar{n}$ vectorul normalei
n exponentul politropic; frecvența; turația turbomașinii
n_s rapiditatea în funcție de putere
n_q rapiditatea în funcție de debit
n_1 turația unitară
$Oxyz$ triedrul de referință
$Ox_1y_1z_1$ triedrul atașat unui corp în mișcare
P perimetrul udat;
p presiunea
$\bar{p}_n$ tensiunea unitară de suprafață
p_a presiunea atmosferică (p_{at})
p_{cr} presiunea critică
p_d presiunea dinamică
p_m presiunea manometrică
p_{st} presiunea statică
Q debitul volumic; debitul sursă punctiformă; debitul
Q_M debitul masic
Q_G debitul gravific
Q_1^l debitul unitar
q debitul specific;
R raza (cilindru, sferă); raza hidraulică; constanta gazelor perfecte; rezistența la înaintare; raza de curbură
$\bar{R}$ rezultanta forțelor exterioare
Re numărul lui Reynolds
$\bar{r}$ vectorul de poziție
$r(\theta,z)$ coordonata cilindrică
S suprafața
Sh numărul lui Strouhal
s elementul de arc
T temperatura absolută; perioada
$\bar{t}$ vectorul tangent la arcul ds
t timpul
U potențialul forțelor masice
$u(v,w)$ componenta vitezei pe axa Ox (Oy,Oz)
$\bar{u}(\bar{v},\bar{w})$ componenta pe Ox (Oy,Oz) a vitezei în mișcarea medie
$u^l(v^l,w^l)$ pulsației componentei vitezei pe Ox(Oy,Oz)
$\bar{u}$ viteza de transport la turbomașini
$\bar{V}(u,v,w)$ vectorul viteză
$\bar{V}(\bar{u},\bar{v},\bar{w})$ vectorul viteză în mișcarea medie
$\bar{V}^l(u^l,v^l,w^l)$ vectorul pulsație al vitezei
V viteza medie în secțiune
v volumul specific (masic)
$X(Y,Z)$ coordonata carteziană; componenta forței masice unitare pe Ox (Oy,Oz); valoarea adevărată a unei măsurători
$x(y,z)$ coordonata carteziană
z variabila complexă (planul z)
$W(z.t)$ potențialul complex
α coeficientul lui Coriolis;

β coeficientul de compresibilitate izotermă (modulul de compresibilitate)

Γ circulația vectorului viteză; intensitatea vârtejului

γ greutatea specifică

Δ rugozitatea absolută

δ lungimea caracteristică; grosimea stratului limită; grosimea peliculei de lubrifiant; grosimea substratului laminar; grosimea (perete);

δ_l grosimea substratului (filmului) laminar

ε modulul de elasticitate (fluide); coeficientul de viscozitate turbulentă (Boussinesq)

ζ coeficientul rezistenței locale

η viscozitate dinamică; randamentul

η_h randamentul hidraulic

η_v randamentul volumic

η_m randamentul mecanic

θ viteza de deformație volumică

λ coeficientul lui Darcy; coeficientul pierderilor de sarcină lineare

ν viscozitate cinematică

π produsul criterial

ρ densitatea

$\overline{\sigma}$ tensiunea superficială a lichidului

$\overline{\tau}$ componenta tangențială a tensiunii unitare

τ tensiunea tangențială

$\overline{\tau}(\overline{\nu}, \overline{\beta})$ versorul axei tangențiale în triedrul lui Frenet

τ_0 tensiunea tangențială pe perete

Φ funcția de deformație

φ potențialul vitezelor (planul z);

ψ funcția de curent (planul z)

$\overline{\omega}(\omega_x, \omega_y, \omega_z)$ vectorul vârtej

$\overline{\omega}$ viteza unghiulară

CUPRINS

Capitolul1. Introducere 11
1.1. Generalităţi 11
1.2. Randamentele maşinilor hidropneumatice.....12
1.3.Clasificarea maşinilor hidraulice şi pneumatice.....14

Capitolul 2. Turbine hidraulice 16

Capitolul 3. Turbopompe 20
3.1. Clasificarea turbopompelor 20
3.2. Instalaţii de pompare 22
3.3. Cinematica mişcării în rotorul unei turbopompe 24
3.4. Relaţia lui Bernoulli în mişcarea relativă din rotoarele turbomaşinilor 25
3.5. Aplicarea teoremelor impulsului şi momentului cinetic în mişcarea relativă din rotoarele turbomaşinilor 27
3.6. Schimbul de energie în rotor 29
3.7. Ecuaţia turbopompelor 30
3.8. Influenţa unghiului de ieşire al palei 31
3.9. Curbe caracteristice ale turbopompelor 32
3.10. Caracteristica *H(Q)* a unei turbopompe 33
3.11. Cavitaţia turbomaşinilor şi determinarea înălţimii de aspiraţie 36
3.12. Determinarea înălţimii de aspiraţie a unei pompe centrifuge 39
3.13. Similitudinea turbopompelor 40
3.14. Reglarea turbopompelor 43

Capitolul 4. Ventilatoare 44
4.1. Clasificarea ventilatoarelor 44
4.2. Ecuaţia energiei aplicată ventilatoarelor 44
4.3. Ventilatoare centrifuge 45

Capitolul 5. Maşini volumice **46**
5.1. Generalităţi 46
5.2. Pompe cu piston 47
5.3. Maşini cu pistonaşe axiale 48

5.4. Maşini cu pistonaşe radiale 49
5.5. Maşini cu palete culisante 50
5.6. Maşini cu roți dințate 51
5.7. Maşini hidrostatice liniare 52
5.8. Transmisii hidrodinamice 53
5.9. Turboambreiajele 53
5.10. Transformatoare hidraulice 56
5.10.1. Definirea şi clasificarea transformatoarelor hidraulice 56
5.10.2.Transformatoare hidrostatice 57
5.10.3. Transformatoare de presiune 58
5.10.4. Sertare şi servomotoare ca transformatoare hidrostatice de forță 59
5.10.5. Prese mici, cricuri şi acumulatoare hidraulice 61
5.11. Transformatoare hidraulice de pompare 63
5.11.1. Turbotransformatorul simplu 64
5.12. Injectoare şi ejectoare 66
5.12.1. Injectorul hidraulic şi injectorul hidropneumatic 66
5.12.2. Ejectorul hidraulic 68
5.12.3. Ejector hidropneumatic 69
5.12.4. Ejectorul cu diferite fluide 69
5.12.5. Ejectorul cu abur utilizat ca termocompresor 70
5.13. Berbecul hidraulic şi hidropulsorul 71
5.13.1. Berbecul hidraulic 71
5.13.2. Hidropulsorul 72
5.13.3. Pulsometre hidropneumatice 72
5.13.3.1. Pulsometrul cu abur 72
5.13.3.2. Pulsometrul cu gaze 73
5.14. Turbotransformatoarele 74

Capitolul 6. Echipamente hidromecanice ale conductelor 75
6.1. Definirea şi clasificarea echipamentelor conductelor sub presiune 75
6.2. Ventile, clapete, cepuri 76
6.2.1. Ventil de trecere 76
6.2.2. Ventil de ocolire ş1 ventil sincron 76
6.2.3. Ventil de aerisire (ventuza)
6.2.4. Clapeta de siguranta şi clapeta împotriva
întoarcerii curgerii 79
6.2.5. Cepul simplu şi dublu 80
6.3. Vane plane, pană, duble lentile şi ochelari 80
6.3.1. Vana plană simplă 80
6.3.2. Vana-pană 81
6.3.3. Vana cu două lentile 82
6.3.4. Vana plana-ochelari 82
6.3.5. Moduri de acționare ale vanelor plane, pană,
duble lentile şi vanelor ochelari 83
6.3.6. Calculul parametrilor principali ai vanelor plane 84

6.4. Vane fluture 88
6.4.1. Descrierea vanelor fluture 88
6.4.2. Moduri de acționare a vanelor fluture 89
6.4.3. Etanşarea discului şi presiunile maxime 90
6.4.4. Studiul hidrodinamic al vanei-fluture 91

Capitolul 7. Calculul de proiectare al unei pompe centrifuge 95
7.1. Prezentarea temei de proiectare; alegerea unei soluții
funcțional–constructive şi justificarea alegerii 95
7.1.1. Alegerea lichidului de lucru 95
7.1.2. Justificarea soluției constructive 95
7.1.3. Alegerea materialelor pompei 96
7.1.4. Justificarea turației recomandate..... 97
7.2. Calculul puterii hidraulice utile 98
7.2.1. Alegerea randamentelor..... 98
7.2.1.1.Randamentul volumetric..... 98
7.2.1.2. Randamentul hidraulic 99
7.2.1.3. Randamentul mecanic 100
7.3. Calculul puterii de antrenare şi alegerea motorului electric 101
7.3.1. Calculul puterii de antrenare 101
7.3.2. Alegerea motorului electric 101
7.4. Calculul arborelui 101
7.4.1. Predimensionarea arborelui 101
7.4.2. Alegerea, calculul şi verificarea penei 102
7.5. Calculul intrării în rotor 102
7.6.Calculul ieşirii din rotor 104
7.7. Trasarea profilului canalului rotoric în plan meridian şi în plan paralel 106
7.7.1. Determinarea unei linii de curent intermediară 106
7.7.2. Determinarea poziției muchiei de intrare 108
7.7.3. Trasarea palei în plan paralel 108
7.7.4. Trasarea palei simplu curbate în spațiu 108
7.7.5. Trasarea palei dublu curbate în spațiu 109
7.8. Calculul carcasei spirale 109
7.8.1.Calculul parametrilor carcasei spirale 109
7.8.2.Calculul curbelor caracteristice 110
7.8.3.Calculul masei rotorului 111
7.8.4.Calculul forței radiale 112
7.8.5.Calculul distanței optime dintre rotor şi carcasă 112
7.8.6.Calculul labirinților 112
7.8.7.Calculul săgeții statice şi dinamice 113
7.8.8.Calculul greutății arborelui 113
7.8.9.Calculul săgeții dinamice 113
7.8.9.Calculul săgeții dinamice 113
Bibliografie 115

Capitolul 1. Introducere

1.1. Generalităţi

Maşinile hidraulice şi pneumatice sunt sisteme tehnice alcătuite din organe de maşini rigide cu mişcări relative determinate care transformă energia hidropneumetică în energie mecanică, energia mecanică în energie hidropneumatică sau o energie mecanică în altă energie mecanică cu alţi parametri prin intermediul energiei hidropneumatice. În aceste maşini transformarea energiei se efectuează prin intermediul unui fluid care poate fi lichid (apă sau ulei) sau gaz.

Maşinile care transformă energia hidro-pneumatică în energie mecanică se numesc *maşini de forţă* sau *motoare,* cele mai importante fiind turbinele. Maşinile care transforma energia mecanică în energie hidro-pneumatică se numesc *maşini de lucru* sau *generatoare* (pompele, ventilatoarele şi compresoarele). Maşinile care transformă o formă de energie mecanică în altă formă de energie mecanică, prin intermediul energiei hidro-pneumatice se numesc *transformatoare* (cuple şi ambreiaje).

Clasificarea generală a acestor maşini se face pe baza sensului transformării precum şi al criteriului de formă a energiei hidro-pneumatice preponderentă în desfăşurarea transformării: energie potenţială de poziţie, energie potenţiala de presiune şi energie cinetică. Schiţele principalelor maşini hidro-pneumatice sunt prezentate în tabelul 1.

Maşinile hidraulice care în cursul transformării prelucrează sau produc numai energie hidraulică potenţială de poziţie nu prezintă decât un caracter istoric, construcţia lor în prezent fiind doar artizanală. Maşinile hidro-pneumatice care prelucrează sau produc, în cursul transformării, în mod preponderent energie potenţială de presiune se numesc *maşini statice* sau *volumice* (tab. 1, A, B). Aceste maşini se folosesc în special în cadrul sistemelor de acţionări hidro-pneumatice.

Maşinile hidro-pneumatice care prelucrează numai energia cinetică a fluidului motor $C^2|2g$ (în teoria hidrodinamică a maşinilor hidro-pneumatice viteza absolută se noteaza cu *C)* şi la care presiunea la intrarea în rotorul maşinii p_1 este egală cu presiunea la iesirea din rotor p_2, transformarea energiei bazându-se pe lucrul mecanic al forţelor de impuls (acţiune), se numesc *turbine cu acţiune.* Dintre ele fac parte turbinele hidraulice Pelton (tab. 18.2, G) şi Banki şi turbinele cu abur Curtis.

Maşinile hidro-pneumatice care prelucrează sau produc, în cadrul transformării energiei, atât energie potenţiala de presiune ($\frac{p}{\gamma}$) *cât* şi energie cinetica ($\frac{C^2}{2g}$) şi la care transformarea energiei se efectuează în rotor, se numesc *turbomaşini.* Rotorul turbomaşinii este un organ în rotaţie, alcătuit dintr-un butuc (sau coroană) prevăzut cu pale. În afară de rotor ca părţi componente turbomaşinile mai au un aspirator, un aparat director şi o carcasă spirală; la unele din turbomaşini, unul sau mai multe dintre aceste organe, pot lipsi. Dintre turbomaşini fac parte turbinele Francis, Deriaz, Kaplan şi bulb, pompele centrifuge şi axiale, ventilatoarele şi turbocompresoarele, figura2. Raportul dintre mărimea energiei potenţiale de presiune şi întreaga energie hidro-pneumatica transformată în rotor se numeşte *grad de reacţiune* R, definit prin relaţia:

$$R = \frac{p_e - p_i}{\rho g H} \tag{1.1}$$

unde indicii *e* şi *i* corespund ieşirii respectiv intrării în maşină, iar H este energia specifică a fluidului corespunzătoare unităţii de greutate a fluidului, numită şi sarcina fluidului. Pentru R = 0, corespund motoarele cu acţiune, cum ar fi turbinele Pelton şi Banki.

Pentru 0 < R < 1, turbinele se numesc cu reacţiune şi sunt de tipul Francis, Dériaz, Kaplan sau bulb.

Pentru R = 1, corespund motoarele hidrostatice.

Se obişnuieşte să se noteze (fig. 1.1) cu *0* un punct situat imediat în amonte de intrarea în rotor, cu *1* un punct situat imediat în aval de intrarea în rotor (foarte aproape de 0*),* cu *2* un punct imediat în în amonte de ieşirea din rotor şi cu 3 un punct imediat în aval de rotor, foarte aproape de punctul 2.

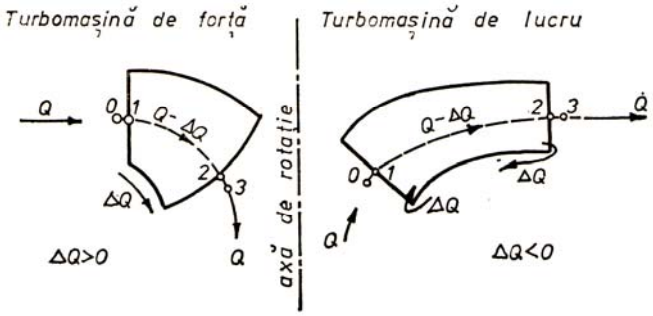


Fig.1.1. Puncte caracteristice în rotorul unei turbopompe

Energia pe care o cedează fluidul în turbo-maşinile de forţă se consideră pozitivă ($H > 0$), iar energia pe care turbo-maşinile de lucru o cedează fluidului se consideră negativă ($H < 0$); expresia energiei specifice *B* este de forma:

$$H = \frac{p_i - p_e}{\gamma} + \frac{C_i^2 - C_e^2}{2g} + z_i - z_e \tag{1.2}$$

i fiind un punct la intrarea în maşină, iar *e* un punct la ieşirea din maşină.

Puterea (N) la arborele unei maşini hidro-pneumatice este dată de relaţia:

$$N = \gamma Q H \cdot \eta^{\pm 1} \tag{1.3}$$

în care γ este greutatea specifică a fluidului, Q — debitul volumic trecut prin maşină iar η - randamentul; datorita energiei specifice (sarcinii) *H,* care este pozitivă la maşinile de forţă şi negativă la maşinile de lucru, şi puterea este pozitivă la maşinile de forţă ($N > 0$), fiind o putere utilă şi este negativă la maşinile de lucru ($N < 0$), fiind o putere consumată.

1.2. Randamentele maşinilor hidro-pneumatice

Transformarea energiei în maşinile hidro-pneumatice se face cu pierderi de energie, acest fenomen fiind pus în evidenţă de randamentul maşinii. În cazul maşinilor de forţă puterea utilă este puterea mecanică la arborele maşinii *N,* iar puterea consumată pentru producerea acesteia este puterea hidro-pneumatică cedată de fluidul motor (γQH)*,* deci exponentul randamentului în expresia puterii (1.3) este pozitiv (+1).

La maşinile de lucru puterea utilă este puterea hidro-pneumatica cedată de maşina fluidului (γQH)*,* iar puterea consumată este puterea mecanică la arbore (N), care trebuie

sa fie mai mare pentru a acoperi şi pierderile; aşadar în cazul maşinilor de lucru, în expresia puterii (1.1) exponentul randamentului este negativ (-1).

Randamentul η se explică prin existența unor pierderi în cursul transformării energiei. Aceste pierderi sunt :

- *pierderi hidraulice,* reprezentând pierderile de sarcină pe care fluidul Ie are la curgerea prin maşină şi care *se* notează cu h_r*;* energia specifică disipată h_r, fiind o energie cedată de fluid, va fi considerată pozitivă atât în cazul maşinilor de forță cât şi în cazul maşinilor de lucru (h_r>0);

- *pierderile volumice,* reprezentând scapări de debit, notate cu ΔQ, prin neetanşeitățile dintre rotor şi carcasă; la maşinile de forță scăpările ΔQ, nu participă la schimbul de energie, evitând rotorul, iar la maşinile de lucru scăpările ΔQ se întorc de la refulare la aspirație după ce au primit energie de la rotor ; la maşinile de forță acest debit este considerat pozitiv ($\Delta Q > 0$), deoarece trece prin maşină împreună cu debitul util Q (are acelaşi sens), iar la maşinile de lucru este considerat negativ ($\Delta Q < 0$) deoarece
nu trece prin întreaga maşină, formând un circuit în jurul rotorului, în afara acestuia, având sens contrar lui Q (fig. 1.1);

- *pierderi mecanice,* reprezentând pierderi de putere datorită frecărilor existente în lagărele maşinii, între parțile în mişcare ale maşinii şi fluidul motor şi între părțile în mişcare şi aerul înconjurător; puterea mecanică disipată prin frecări se notează cu ΔN_f şi la maşinile de forță este considerată de semn contrar puterii utile *N,* iar la maşinile de lucru de acelaşi semn cu puterea cedată fluidului şi cea consumată de la motorul de antrenare, în ambele cazuri ΔN_f fiind considerată negativă ($\Delta N_f < 0$).

Existenta acestor pierderi este pusă în evidență prin randamentele parțiale : η_h - randamentul hidraulic, η_v,—randamentul volumic şi η_m - randamentul mecanic, ale căror expresii sunt :

$$\eta_h = \left(\frac{H - h_r}{H}\right)^{\pm 1} \qquad \eta_v = \left(\frac{Q - \Delta Q}{Q}\right)^{\pm 1} \qquad \eta_m = \left(\frac{N}{N - \Delta N_f}\right)^{\pm 1} \tag{1.4}$$

Semnele exponenților sunt plus pentru maşini de forță şi minus pentru maşini de lucru ; de asemenea trebuie să se țină seama de convenția de semne anterioară : la maşinile de forța H, N şi ΔQ sunt pozitive, iar la maşinile de lucru H, N şi ΔQ sunt negative.

Ținând seama de acestea, puterea la arborele maşinii se scrie sub forma:

$$N = \gamma(Q - \Delta Q)(H - h_r) + \Delta N_f = \gamma \frac{Q - \Delta Q}{Q} \frac{H - h_r}{H} + \Delta N_f$$

sau

$$N - \Delta N_f = \gamma Q H \frac{Q - \Delta Q}{Q} \frac{H - h_r}{H}$$

$$N\left(\frac{N - \Delta N_f}{N}\right) = \gamma Q H \frac{Q - \Delta Q}{Q} \frac{H - h_r}{H}$$

de unde rezultă:

$$N = \gamma Q H \frac{Q - \Delta Q}{Q} \frac{H - h_r}{H} \cdot \frac{N}{N - \Delta N_f} \tag{1.5}$$

Comparând relaţiile 1.3 şi 1.5 se observă că randamentul unei maşini hidro-pneumatice se poate scrie:

$$\eta^{\pm 1} = \frac{H - h_r}{H} \cdot \frac{Q - \Delta Q}{Q} \cdot \frac{N}{N - \Delta N} \tag{1.6}$$

Cu semnul + pentru maşini de forţă şi – pentru maşini de lucru. Ţinând seama de relaţiile 1.4 se obţine:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \tag{1.7}$$

Adică randamentul unei maşini hidro-pneumatice este un produs al randamentelor parţiale, hidraulic, volumic şi mecanic.

1.3. Clasificarea maşinilor hidraulice şi pneumatice

Acestă clasificare se poate realiza după mai multe criterii:

a) După natura fluidului prin intermediul căruia se execută transformarea energiei:

- maşini hidraulice, la care transformarea energiei se face prin intermediul unui lichid, de obicei apă sau ulei;
- maşini pneumatice, la care transformarea energiei se face prin intermediul unui gaz oarecare sau aer.

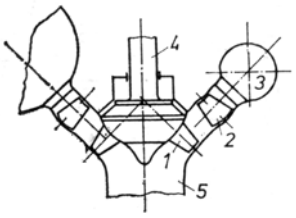
Principalele maşini hidraulice sunt turbinele hidraulice, pompele, turbotransmisiile şi motoarele hidrostatice, iar principalele maşini pneumatice sunt compresoarele, ventilatoarele şi suflantele.

b) După sensul transformării energiei:

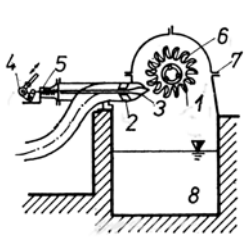
- motoare hidraulice sau maşini hidraulice de forţă, care transformă energia hidraulică în energie mecanică, din care fac parte turbinele hidraulice, figura 1.2 şi motoarele hidrostatice;
- generatoare hidraulice, care transformă energia mecanică în energie hidraulică, din care fac parte pompele, figura 1.2 şi ventilatoarele;
- transformatoare hidraulice, care transformă o energie mecanică în altă energie mecanică cu caracteristici deosebite din care fac parte transmisiile volumice, turbocuplele sau unele sisteme de acţionare.

c) După tipul energiei hidraulice prelucrate:

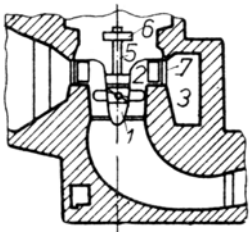
- maşini hidraulice care transformă numai energia potenţială de poziţie, cum ar fi roţile de apă de la mori;
- maşini volumice, sau hidrostatice, care transformă în mod preponderent energie potenţială de presiune, cum ar fi motoarele hidrostatice, pompele şi transmisiile volumice;



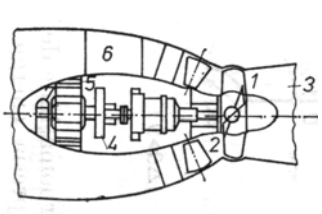
a. Turbina Dériaz



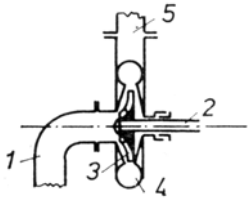
b. Turbina Pelton



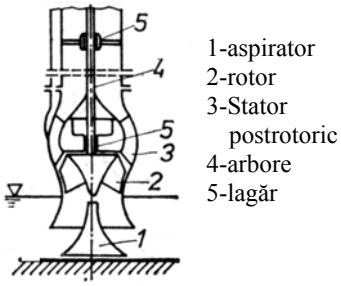
c. Turbina Kaplan



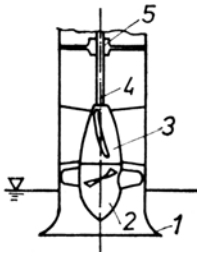
d. Turbina Bulb



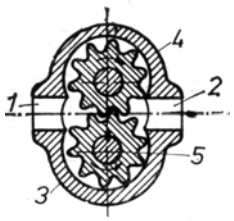
e. Pompă centrifugă sau turbină Francis



f. Pompă diagonală



g. Pompă axială



h. Pompă cu roți dințate

Fig.1.2. Principalele tipuri de maşini hidraulice

- turbomaşinile, care transformă atât energia potențială de presiune, cât şi energie cinetică, transformare executată de către un rotor. Din această categorie fac parte turbopompele, ventilatoarele sau turbotransmisiile.

O turbină hidraulică se compune din următoarele trei organe principale:

- un distribuitor, care imprimă fluidului o viteză de mărime şi direcție convenabile pentru atacul rotorului în condițiile optime dorite, cu minim de pierderi de sarcină;

- un rotor prevăzut cu pale sau cupe, care are rolul de a transforma energia hidraulică în energie mecanică;

- un aspirator sau difuzor, care recuperează sub formă de energie de presiune energia cinetică pe care o mai are apa la ieşirea din rotor şi de a evacua apa în bieful aval. Aceasta lipseşte la turbinele cu acţiune.

O amenajare hidroenergetică se compune în general din următoarele elemente; figura 1.3.: barajul 1, care creează lacul de acumulare 2, priza de apă 3, care permite accesul apei în aducţiunea 4 spre castelul de echilibru 5, casa vanelor 6, conducta forţată 7, centrala 8, care conţine turbinele hidraulice, generatoarele electrice şi instalaţiile aferente, canalul de fugă 9, care restituie apa în râu.

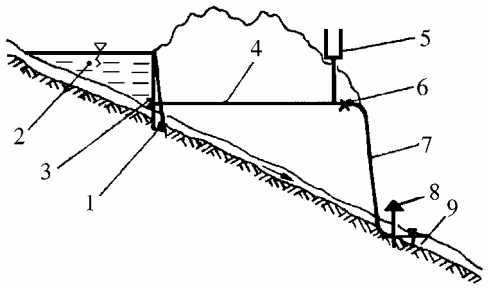


Fig. 1.3. Amenajare hidroenergetică
1. baraj; 2. lac de acumulare; 3. priză de presiune; 4. tunel de aducţiune; 5. castel de echilibru; 3. casa vanelor; 7. conductă forţată; 8. centrală; 9. canal de fugă.

În general schemele de amenajare sunt foarte variate, iar unele din elementele menţionate pot lipsi.

Caracteristicile schemei de amenajare impun de obicei tipul turbinei folosite, dar există căderi la care se pot folosi mai multe tipuri de turbine. Mărimea care dă indicaţii asupra tipului de turbină recomandat este rapiditatea:

$$n_s^* = \frac{n}{H}\sqrt{\frac{1{,}36}{\sqrt{P}}} \tag{1.2}$$

în care n este turaţia turbinei (rot/min), H este căderea turbinei (m), P este puterea turbinei (kW).

Capitolul 2. Turbine hidraulice

a) *Turbina Pelton* este o turbină cu acţiune care utilizează căderi mari de sute de metri, până la H_{max} = 1765 m (la U.H.E. Reisseck-Kreuzek în Austria), iar din punct de vedere a rapidităţii sunt turbinele cele mai lente ($5 < n_s^* < 50$). Există numeroase amenajări echipate cu turbine Pelton care utilizează căderi peste 1000 m.

Puterea maximă obţinută până în prezent cu o turbină Pelton este de 203,5 MW la o cădere brută de 865,5 m şi o turaţie n = 375 rot/min (U.H.E. Mont-Cenis din Franţa).

O turbină Pelton se compune din următoarele elemente, (figura 2.1.): rotorul 1, care este un disc cu cupe fixat pe un arbore şi are rolul de a transforma energia cinetică a apei în energie mecanică, injectorul 2 (în unele cazuri există mai multe injectoare plasate la un anumit unghi), acul de reglare 3, deflectorul 4, (lamă dispusă în faţa injectorului şi care deviază jetul în cazul opririi turbinei), arborele 5, care transmite mişcarea la generatorul electric şi carcasa turbinei 6.

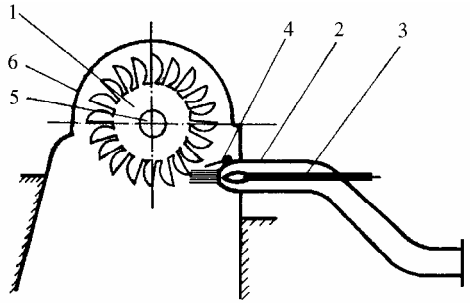


Fig. 2.1. Turbina Pelton
1. rotor; 2. injector; 3. ac de reglare; 4. deflector; 5. arbore; 6. carcasă.

Majoritatea rotoarelor Pelton se toarnă dintr-o bucată, cupele având forme speciale şi se realizează din oţeluri inoxidabile cu caracteristici mecanice superioare, rezistente la eroziune şi cavitaţie. Injectoarele sunt rectilinii în care curgerea apei este axial-simetrică iar organele de comandă ale acului injectorului sunt conţinute într-un bulb central de formă hidrodinamică prevăzut cu aripi de liniştire şi de susţinere.

La turbinele moderne sunt prevăzute injectoare pentru frânare care lovesc spatele cupelor pentru a opri turbina în timp cât mai scurt.

Tendinţa actuală a creşterii puterii centralelor hidroelectrice a făcut ca să se urmărească creşterea puterii unitare a agregatelor. În acest scop a fost necesar să se realizeze agregate cu un număr mare de injectoare pe acelaşi rotor. S-au găsit soluţii pentru montarea a două rotoare simetrice în consolă la fiecare cap al arborelui generatorului şi s-au realizat agregate cu până la şase injectoare pe rotor.

Turbinele Pelton s-au realizat cu arbore orizontal sau cu arbore vertical ultima soluţie fiind avantajoasă la puteri unitare mari deoarece permite realizarea unor turaţii mai ridicate şi gabarite mai mici.

În ţara noastră, centralele mai importante echipate cu turbine Pelton sunt Dobreşti, Moroieni, Sadu V şi Lotru-Ciunget. Ultima menţionată are 3 turbine de câte 178 MW, la o cădere brută de circa 800 m.

b) Pentru căderi mici, până la 50 m şi amenajări de mai mică importanţă, se foloseşte *turbina Banki*, figura 2.2.

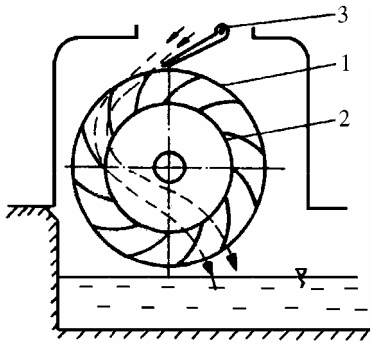


Fig. 2.2. Turbina Banki
1. rotor; 2. pale rotorice; 3. dispozitiv de reglare a accesului apei.

Rotorul 1 este compus din două coroane circulare între care se găsesc palele 2, iar admisia apei în turbină poate fi reglată cu ajutorul clapetei 3. Este singurul tip de turbină la care apa trece de două ori printre palele rotorice.

c) *Turbina Francis*, este o turbină cu reacţiune, care prelucrează căderi de apă între 50 şi 610 m, rapiditatea ei fiind cuprinsă între 60 şi 350. Aceste turbine se mai numesc radial-axiale, deoarece apa intră radial în rotor, îşi schimbă direcţia şi iese axial, figura 2.3.

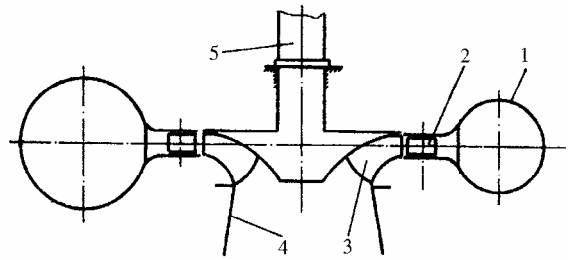


Fig. 2.3. Turbina Francis

1. carcasă spirală; 2. aparat director; 3. rotor paletat 4. aspirator; 5. arbore.

O turbină Francis se compune din următoarele elemente: carcasa spirală 1, aparatul director 2, care asigură unghiul optim de atac al rotorului de către apă şi închide accesul apei în turbină în caz de avarie, rotorul 3, care transformă energia hidraulică în energie mecanică, aspiratorul 4, care conduce apa spre bieful aval şi arborele 5, care transmite mişcarea la generatorul electric.

Puterea unitară a turbinelor Francis a crescut foarte mult, deţinând recordul în cadrul turbinelor hidraulice 508 MW (U.H.E. Krasnoiarsk - Rusia), iar puteri unitare de peste 150 MW sunt instalate în numeroase centrale hidroelectrice din lume.

Cea mai mare cădere utilizată de turbina Francis este de 610 m (U.H.E. Hotzenwald - Germania).

Avantajele folosirii la căderi mari a turbinelor Francis în locul turbinelor Pelton, decurg din turaţiile mai mari, reducerea gabaritelor şi preţuri unitare mai scăzute.

În ţara noastră există numeroase amenajări echipate cu astfel de turbine, uzina hidroelectrică de pe Argeş, uzina de la Bicaz, cea de la Mărişelu etc.

d) *Turbina Dériaz*, este tot o turbină cu reacţiune, utilizată pentru căderi între 30 şi 120 m, care are rapiditatea cuprinsă între 200 şi 400. Deoarece viteza apei în rotor are două componente, una radială şi una axială, această turbină se mai numeşte turbină diagonală figura 2.4.

Elemetele componente ale unei astfel de turbine sunt aceleaşi ca şi la turbina Francis diferind ca formă: carcasa spirală 1, aparatul director 2, rotorul 3, aspiratorul 4 şi arborele turbinei 5.

Spre deosebire de turbinele Francis, turbinele Dériaz au palele rotorice reglabile, ceea ce permite funcţionarea cu randament mare într-o gamă largă de puteri, sau poate funcţiona şi în regim de pompă, calitate care o face adecvată pentru amenajări hidroenergetice cu acumulare prin pompaj.

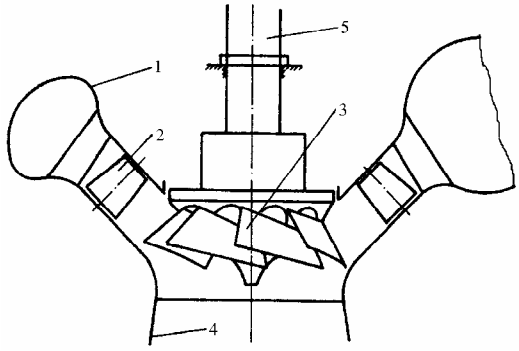


Fig. 2.4. Turbina Dériaz
1. carcasă spirală; 2. aparat director; 3. rotor; 4. aspirator; 5. arbore.

Căderea maximă turbionată de o turbină Dériaz este de 113,4 m (U.H.E. Nikkogawa – Japonia) , cu tendințe de creştere până la 150 m, iar puterea maximă obținută de o astfel de turbină este 77 MW (U.H.E. Buhtarminsk - Rusia).

e) *Turbina Kaplan*, este o turbină cu reacțiune, caracterizată printr-o curgere axială. Turbina Kaplan, figura 2.5. este alcătuită din aceleaşi elemente ca toate turbinele cu reacțiune: carcasa spirală 1, aparatul director 2, rotorul 3, aspiratorul 4, arborele 5 şi mecanisme de manevră şi reglaj.

Turbina Kaplan este utilizată pentru căderi de maximum 85 m (U.H.E. Bort-Rhue – Franța). La noi în țară aceste turbine achipează centrala de la Porțile de Fier (178 Mw) şi centralele mai mici de pe râurile Bistrița, Argeş şi Olt.

De menționat că trei din cele şase agregate de la Porțile de Fier sunt construite în țară la U.C.M. Reşița.

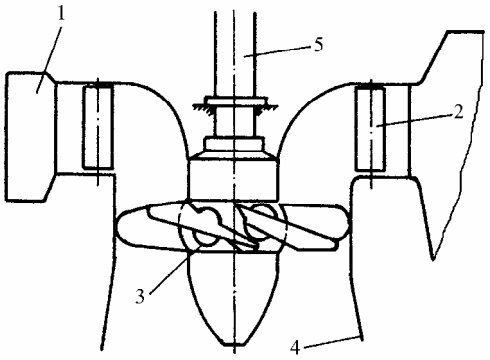


Fig.2.5. Turbina Kaplan
1. carcasa spirală; 2. aparat director; 3. rotor; 4. aspirator; 5. arbore

Randamentul maxim atins de o turbină Kaplan este de 94,5% (U.H.E. Kuibâşev – Rusia şi U.H.E. Clark-Hill – S.U.A.).

f) *Turbinele bulb*, figura 2.6. diferă de celelalte turbine cu reacțiune prin absența carcasei spirale, ceea ce simplifică drumul apei prin turbină.

Turbina bulb se compune dintr-un ajutaj convergent divergent, în al cărui secțiune minimă este plasat rotorul 1, iar generatorul electric este amplasat în interiorul bulbului capsulat 2. Aparatul director 3 are rolul de a regla admisia şi de închidere a turbinei.

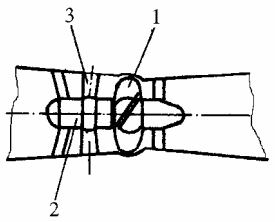


Fig. 2.6. Turbina bulb
1. rotor; 2. bulb capsulat; 3. aparat director

Căderea maximă turbinată de o turbină Bulb este de 16,5 m (U.H.E. Argentat – Franța), iar puterea maximă realizată este de 23 MW (U.H.E. Gerstheim – Franța).

Aceste turbine sunt utilizate pentru căderi mici, de maximum 16 m, iar în țara noastră sunt utilizate la uzina de la Porțile de Fier II şi la cea de la Turnu Măgurele - Nicopol.

Capitolul 3. Turbopompe

3.1. Clasificarea turbopompelor

Luând în considerație diferite aspecte legate de direcțiile de mişcare ale apei în interiorul pompelor, legate de rotoarele pompelor turbopompele pot fi clasificate în felul următor:

a. din punct de vedere al direcției de curgere a apei prin canalele rotorice:

- pompe centrifuge, la care mişcarea apei în rotor este preponderent radială, figura 3.1. a;

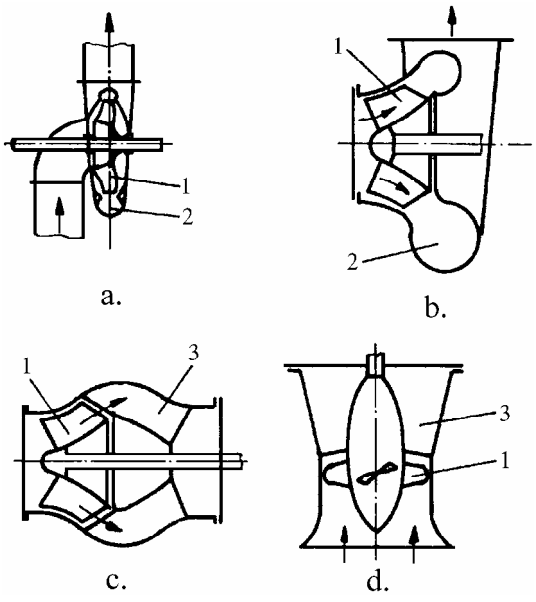


Fig. 3.1. Tipuri de pompe
a. centrifuge; b,c. diagonale; d. axiale
1. rotor; 2. carcasa spirală; 3. aparat director

- pompe diagonale, la care viteza apei în rotor are două componente, una radială şi una axială, iar ieşirea poate fi radială sau axială, figura 3.1. b, respectiv 3.1. c;
- pompe axiale, la care mişcarea apei în rotor este preponderent axială, figura 3.1. d.

b. din punct de vedere al numărului de rotoare:

- pompe monoetajate, cu un singur rotor, la care înălțimea de pompare creşte odată cu turația, care este şi ea limitată din considerente legate de rezistența mecanică a rotorului;
- pompe multietajate, cu mai multe rotoare montate pe un arbore comun şi parcurse pe rând de lichid, figura 3.2. a.

c. din punct de vedere al aspirației:

- pompe cu rotoare cu aspirație simplă, sau cu simplu flux, la care intrarea se face axial într-un singur sens, figura 3.2. a;
- pompe cu rotoare cu aspirație dublă, sau cu dublu flux, la care intrarea are loc pe direcție axială, dar în sensuri contrare, pe ambele fețe ale rotorului, figura 3.2. b.

Toate turbopompele au în componență un rotor 1, paletat, care transformă energia mecanică în energie hidraulică.

Pompele centrifuge şi cele diagonale sunt prevăzute cu carcasă spirală 2, care are rolul de a colecta fluidul de pe periferia rotorului.

La pompele axiale această carcasă spirală este înlocuită de un aparat director 3, figura 3.2. c,d, prevăzut cu palete.

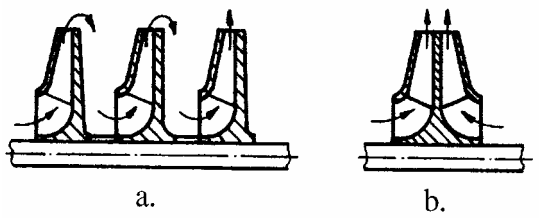


Fig. 3.2. Rotoare de turbopompe
a. cu simplu flux; b. cu dublu flux.

Rotoarele pompelor centrifuge şi diagonale sunt alcătuite din două coroane circulare între care sunt dispuse palele rotorice, în cazul rotorului închis, figura 3.3. a, dintr-o singură coroană circulară interioară, în cazul rotoarelor semiînchise, figura 3.3. b, sau fără coroane, palele fiind încastrate în butuc, în cazul rotoarelor deschise, figura 3.3. c.

Rotoarele pompelor axiale sunt de tip deschis, iar uneori palele rotorice pot fi reglate chiar în timpul funcționării.

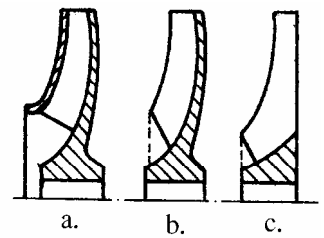


Fig. 3.3. Rotoare de turbopompe
a. închis; b. semiînchis; c. deschis

3. 2. Instalații de pompare

Instalațiile de pompare sunt ansambluri de conducte, pompe şi vane destinate transferării unui lichid dintr-un rezervor inferior sau de aspirație, într-un rezervor superior sau de refulare. O instalație de pompare se compune din: rezervorul de aspirație 1, conducta de aspirație 2, conducta de refulare 3, rezervorul de refulare 4 şi pompa 5, figura 3.4.

Cotele menționate pe figură, reprezintă:

- H, înălțimea de pompare, care reprezintă lucrul mecanic util transmis de pompă lichidului vehiculat, raportat la greutatea lichidului;

- H_g, înălțimea de pompare geodezică, care este diferența de nivel între planele orizontale corespunzătoare secțiunii de ieşire, respectiv de intrare în instalație;

- H_{stat}, înălțimea de pompare statică, care este diferența de înălțime energetică dintre planul de ieşire din instalație şi planul secțiunii de intrare în instalație, pentru debitul volumic Q = 0:

$$H_{stat} = H_g + \frac{p_r - p_a}{\rho g}$$

- H_{ag}, înălțimea geodezică de aspirație şi reprezintă diferența dintre înălțimea de poziție în secțiunea de intrare în pompă şi înălțimea de poziție la intrarea în instalație: $H_{ag} = z_i - z_a$

- NPSH, înălțimea de sarcină netă absolută la aspirație a pompei, reprezintă valoarea minimă necesară a sarcinii nete absolute pentru o funcționare corectă (fără cavitație a pompei) şi se determină cu relația:

$$NPSH = \left(\frac{p_{at} - p_v - p_a}{\rho g} - H_{ag} - h_{ra} \right)_{\min} \qquad (1.8)$$

- h_{ra}, este pierderea de sarcină pe conducta de aspirație şi în eventualele accesorii ale acesteia;

- h_{rr}, este pierderea de sarcină pe conducta de refulare şi eventualele accesorii ale acesteia;

- $\frac{p_v}{\gamma}$ este înălțimea de presiune a vaporilor;

- H_{rg}, este înălțimea geodezică la refulare.

De obicei atât rezervorul de aspirație cât şi rezervorul de refulare sunt deschise, astfel încât $p_a = p_r = p_0$ (presiunea atmosferică), iar înălțimea geodezică H_g se confundă cu înălțimea statică H_{stat}.

În funcție de poziția pompei față de suprafețele libere din cele două rezervoare, se deosebesc următoarele tipuri de pompe:

- pompă cu aspirație, la care rotorul pompei este situat deasupra suprafeței libere din bazinul de aspirație, ($H_{ag} > 0$);

- pompă înecată sau cu contrapresiune, la care rotorul este situat sub nivelul suprafeței libere din bazinul de aspirație, ($H_{ag} < 0$);

- pompă cu refulare directă, la care rotorul este situat sub nivelul suprafeței libere din bazinul de refulare, ($H_{rg} > 0$);

- pompă sifon, la care rotorul este situat deasupra nivelului suprafeței libere din bazinul de refulare, ($H_{rg} < 0$);

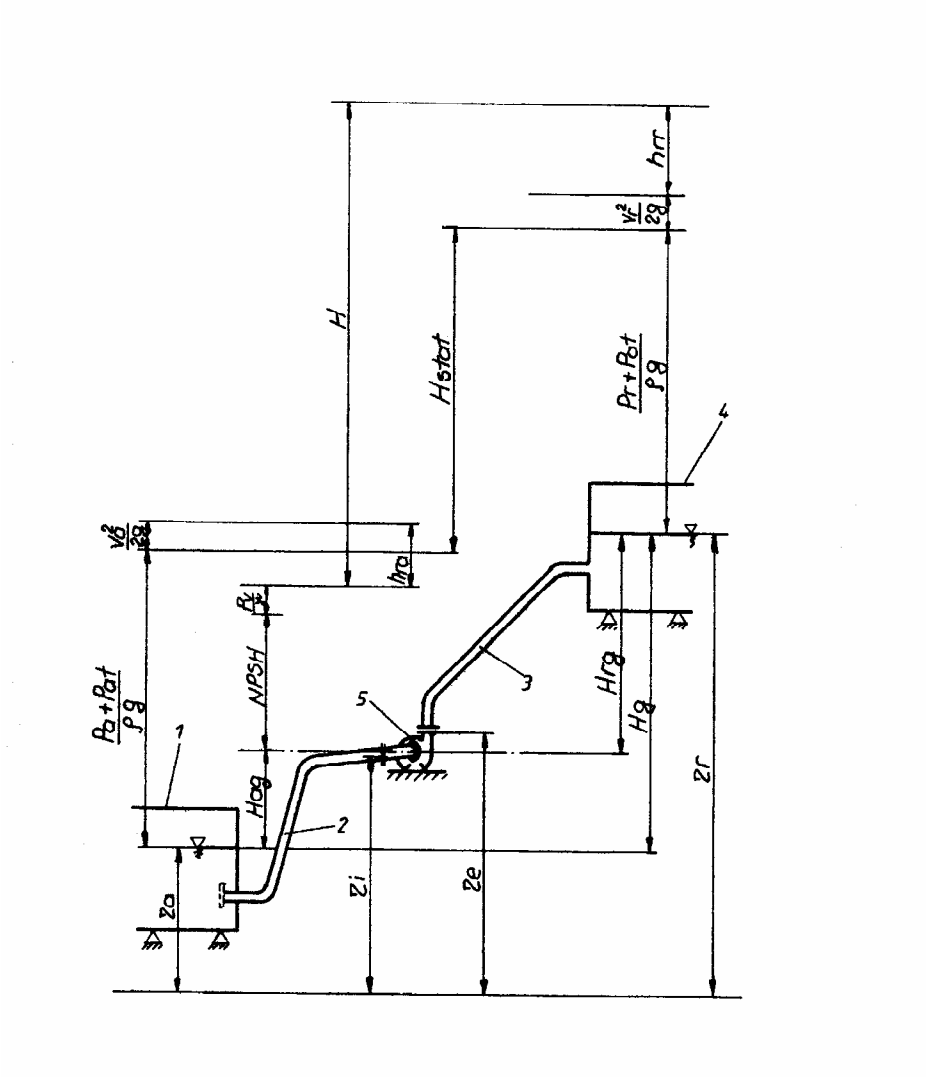


Fig. 3.4. Instalație de pompare
1. rezervor de aspirație; 2. conductă de aspirație;
3. conductă de refulare; 4. rezervor de refulare; 5. pompa.

Lucrul mecanic util cedat de pompă pentru ridicarea unei mase de lichid, de volum V la înălțimea totală de pompare H, este:

$$L_u = mgH = \rho gVH$$

Puterea utilă P_u, produsă de pompă este:

$$P_u = \frac{\mathrm{d}L_u}{\mathrm{d}t} = \rho gH\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t} = \rho gHQ \qquad (3.1)$$

Randamentul pompelor η, depinde de disipațiile de energie şi de pierderile de debit. Se deosebesc trei tipuri de pierderi şi disipații:

- pierderi hidraulice sau disipațiile hidraulice, reprezentate prin energie specifică disipată în pompă;
- pierderi mecanice, datorate frecărilor de natură mecanică din pompă;

- pierderi volumice, care reprezintă debitul ce nu poate fi valorificat datorită neetanşeităţilor.

Pentru asigurarea puterii utile, trebuie garantată o putere suplimentară la arborele pompei. Randamentul pompei este dat de relaţia:

$$\eta = \frac{P_u}{P} = \eta_h \eta_v \eta_m \tag{3.2}$$

unde η_m este randamentul mecanic, η_h este randamentul hidraulic, iar η_v este randamentul volumic.

3.3. Cinematica mişcării în rotorul unei turbopompe

Mişcarea fluidului în interiorul unei turbopompe poate fi raportată la un sistem de coordonate fix (legat de carcasa maşinii) şi reprezintă mişcarea absolută, sau la un sistem de coordonate mobil, solidar cu rotorul, reprezentând mişcarea relativă. Fie $\overline{c}$ viteza absolută a unei particule de fluid, $\overline{w}$ viteza relativă, iar $\overline{u} = \overline{\omega} \times \overline{r}$ viteza de transport (tangentă la cercul de rază r), adică viteza unui punct solidar cu sistemul mobil şi care coincide în momentul considerat cu particula de fluid. Ştim că:

$$\overline{c} = \overline{w} + \overline{u} \tag{3.3}$$

Considerăm sistemul de axe de coordonate cilindrice, r, θ, z, la care Oz coincide cu axa de simetrie a turbomaşinii şi notăm cu $\overline{e}_r$, $\overline{e}_\theta$, $\overline{e}_z$ versorii direcţiilor radială, tangenţială şi axială. Versorii $\overline{e}_r$ şi $\overline{e}_z$ determină plane meridiane (plane care trec prin axa maşinii), versorii $\overline{e}_\theta$ şi $\overline{e}_r$ determină plane paralele (perpendiculare pe axa Oz), figura 3.5.

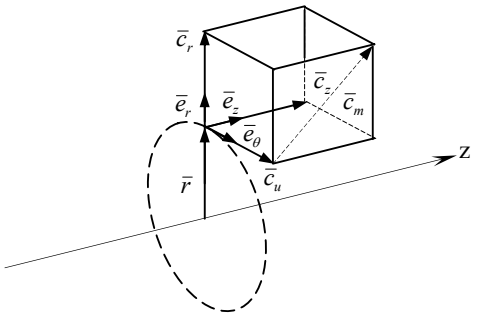


Fig. 3.5. Planele mişcării în rotor

Considerând componentele vitezelor după direcţiile versorilor $\overline{e}_r$, $\overline{e}_\theta$, $\overline{e}_z$ se poate scrie:

$$\overline{c} = c_r\overline{e}_r + c_u\overline{e}_\theta + c_z\overline{e}_z, \quad \overline{w} = w_r\overline{e}_r + w_u\overline{e}_\theta + w_z\overline{e}_z, \quad \overline{u} = u\overline{e}_\theta \tag{3.4}$$

Putem introduce şi componentele meridiane ale vitezelor:

$$\overline{c}_m = c_r\overline{e}_r + c_z\overline{e}_z, \quad \overline{w}_m = w_r\overline{e}_r + w_z\overline{e}_z \tag{3.5}$$

şi obţinem:

$$\overline{c} = \overline{c}_m + c_u\overline{e}_\theta, \quad \overline{w} = \overline{w}_m + w_u\overline{e}_\theta \tag{3.6}$$

Reprezentarea grafică a relaţiei (3.3.) se numeşte triunghiul vitezelor.

La pompe triunghiul vitezelor se reprezintă cu vectorul vitezei de transport $\overline{u}$ orizontal şi cu vitezele $\overline{c}$ şi $\overline{w}$ îndreptate în sus, α fiind unghiul format de $\overline{u}$ şi $\overline{c}$, iar

β suplementul unghiului format de $\overline{u}$ şi $\overline{w}$, figura 3.6.

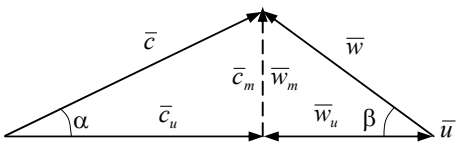


Fig.3.6. Triunghiul vitezelor

Din figura 3.6. rezultă:

$$c_u = c\cos\alpha \qquad c_m = c\sin\alpha$$
$$w_u = w\cos\beta \qquad w_m = w\sin\beta \tag{3.7}$$
$$c_m = w_m \qquad c_u = u - w_u$$

Considerăm punctul 1 la intrarea în rotor şi punctul 2 la ieşirea din rotor. Triunghiurile vitezelor la intrarea şi respectiv ieşirea din rotor sunt reprezentate în figura 3.7.

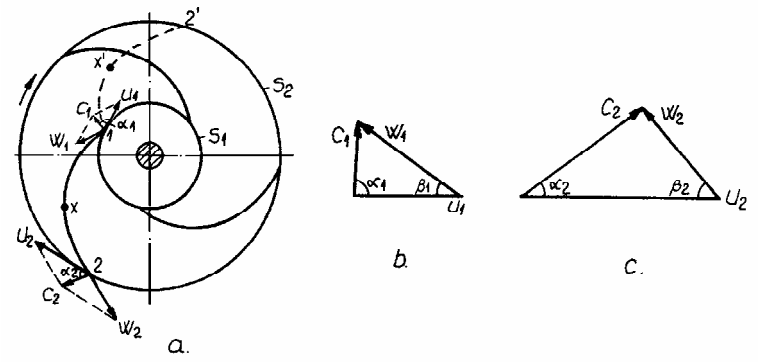


Fig. 3.7.Rotor de pompă centrifugă
a. rotor; b. triunghiul vitezelor pe suprafaţa de intrare;
c. triunghiul vitezelor pe suprafaţa de ieşire.

Pentru un observator solidar cu rotorul, o particulă de fluid se deplasează după direcţia vitezei relative w, obţinând *traiectoria relativă* sau o linie de curent relativă (înfăşurătoarea vectorilor viteză relativă w). Această linie este curba 1x2, care pentru un rotor ideal, cu un număr infinit de pale infinit subţiri, este aceeaşi cu palele rotorice.

Pentru un observator solidar cu reperul fix, o particulă de fluid se deplasează după direcţia vitezei absolute, descriind *traiectoria absolută* sau o linie de curent absolută, curba 1x'2'.

3.4. Relaţia lui Bernoulli în mişcarea relativă din rotoarele turbomaşinilor

Pentru a se putea aplica relaţia lui Bernoulli în mişcarea relativă din rotorul unei turbomaşini, trebuie să se ţina seama că sistemul de referinţă, solidar cu rotorul, este un sistem mobil.

Se consideră o particulă fluidă, asimilată cu un punct material a cărei acceleraţie absolută $\vec{a}_a$ este data de relaţia lui Coriolis pentru acceleraţii:

$$\vec{a}_a = \vec{a}_r + \vec{a}_t + \vec{a}_c$$

În raport cu sistemul de referinţă fix, asupra particulei acţionează forţa:

$$\vec{F} = m\vec{a}_a = m\left(\vec{a}_r + \vec{a}_t + \vec{a}_c\right)$$

în timp ce, în raport cu sistemul mobil, asupra particulei acţionează forţa:

$$\vec{F}_r = m\vec{a}_r = F - m\vec{a}_t - m\vec{a}_c$$

în care:

$\vec{F} = m\vec{g}$ este forţa de greutate,

$\vec{F}_t = -m\vec{a}_t$ este forţa de inerţie datorită acceleraţiei de transport

$\vec{F}_c = -m\vec{a}_c = -2m\vec{\omega}\times\vec{w}$ este forţa de inerţie datorită acceleraţiei Coriolis.

Mişcarea unui fluid ideal în raport cu un sistem de referinţă fix este descrisă de ecuaţia lui Euler $\frac{d\vec{V}}{dt} + \frac{1}{\rho} gradp = \vec{f}_m$. (3.8.)

Mişcarea unui fluid ideal în raport cu un sistem de referinţă mobil, solidar cu rotorul unei turbomaşini este descrisă tot de ecuaţia lui Euler (3.8.) în care se înlocuieşte viteza absoluta V cu viteza relativă W şi forţa masică unitară absolută $\vec{f}_m$ cu forţa masică unitară relativă:

$$\vec{f}_{mr} = \vec{f}_m + \vec{f}_{tr} + \vec{f}_{cr} = \vec{g} - \vec{a}_t - 2\vec{\omega}\times\vec{W} \qquad (3.9.)$$

rezultă:

$$\frac{d\vec{W}}{dt} + \frac{1}{\rho} gradp = \vec{f}_{mr}$$

0 linie de curent în mişcarea relativă este înfăşurătoarea vectorului viteza relativă $\vec{W}$. Se consideră un punct P situat pe o linie de curent V din mişcarea relativă în rotorul unei turbomaşini (fig. 3.7). Direcţia tangentei în punctul P la linia de curent este data de versorul $\vec{\tau}$, coliniar cu $\vec{W}$, iar direcţia normalei în P la linia de curent este data de versorul $\vec{\upsilon}$, orientat spre central de curbura C_c. Se proiectează relaţia vectorială (3.8) pe direcţia versorului $\vec{\tau}$. Dacă se notează cu ds elementul de curbă al liniei de curent şi se consideră mişcarea permanentă, atunci se poate scrie:

$$\left(\frac{d\vec{W}}{dt}\right)_\tau = \frac{d\vec{W}}{dt}\cdot\vec{\tau} = \frac{dW}{dt} = \frac{dW}{ds}\frac{ds}{dt} = W\frac{dW}{ds} = \frac{d}{ds}\left(\frac{W^2}{2}\right) \qquad (3.10)$$

$$\left(\frac{1}{\rho} gradp\right)_\tau = \frac{1}{\rho} gradp\cdot\vec{\tau} = \frac{1}{\rho}\frac{dp}{ds} \qquad (3.11)$$

$$\left(\vec{f}_{mr}\right)_\tau = \left(\vec{f}_m\right)_\tau + \left(\vec{f}_{mt}\right)_\tau + \left(\vec{f}_{mc}\right)_\tau$$

unde:

$$\left(\vec{f}_m\right)_\tau = \vec{f}_m\cdot\vec{\tau} = -gradU\cdot\vec{\tau} = -\frac{dU}{ds} = -\frac{d}{ds}\left(gz + Ct\right) = -g\frac{dz}{ds}$$

$\vec{f}_m = -gradU$ şi $U = gz + Ct$

$$\left(\vec{f}_{mt}\right)_\tau = \vec{f}_{mt}\cdot\vec{\tau} = r\omega^2\cos(90-\beta) = r\omega^2\sin\beta = r\omega^2\frac{dr}{ds}$$

Forța complementară de transport $\vec{f}_{mt} = -m \cdot \vec{a}_t$ are modulul $r\omega^2$ şi este dirijată radial către exteriorul cercului descris de punctul *P* şi $\left(\vec{f}_{mc}\right)_\tau = 0$ deoarece $\vec{f}_{mc} = -2\vec{\omega} \times \vec{W}$ este normală planului determinat de vectorii $\vec{\omega}$ şi $\vec{W}$. Rezultă în final:

$$\frac{d}{ds}\left(\frac{W^2}{2}\right) + \frac{1}{\rho}\frac{dp}{ds} + g\frac{dz}{ds} - r\omega^2\frac{dr}{ds} = 0$$

Se poate scrie:

$$r\omega^2\frac{dr}{ds} = \frac{d}{ds}\left(\frac{r^2\omega^2}{2}\right) = \frac{d}{ds}\left(\frac{u^2}{2}\right) \tag{3.11}$$

unde $u = r \cdot \omega$ este viteza tangențială a punctului *P*, şi se integrează relația (3.11) de-a lungul unei linii de curent între punctele 1 şi 2.
Se obține:

$$\frac{W_1^2 - u_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gz_1 = \frac{W_1^2 - u_1^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gz_2$$

sau:

$$\frac{W_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{W_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \tag{3.12}$$

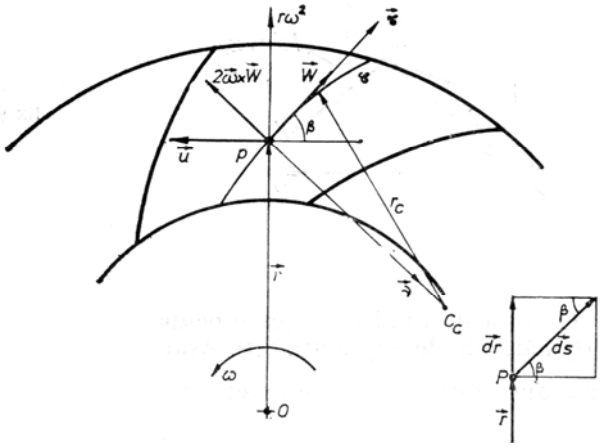


Fig.3.8. Linia de curent în mişcarea relativă în rotorul unei turbopompe

Relația (18.15) sau relația (18.14) reprezintă relația lui Bernoulli în mişcarea relativă a unui fluid ideal în rotoarele turbomaşinilor. Dacă punctele *1* şi *2* reprezintă intrarea şi ieşirea din rotor, relația lui Bernoulli arată ca pe o linie de curent în mişcarea relativă energia fluidului se conservă.

3.5. Aplicarea teoremelor impulsului şi momentului cinetic în mişcarea relativă din rotoarele turbomaşinilor

În rotorul unei turbomaşini are loc transformarea energiei prin intermediul momentului, în raport cu axa de rotație, al forțelor hidrodinamice care acționează asupra palelor. Pentru determinarea acestui moment se aplică teorema momentului cinetic, considerând mişcarea relativă din rotor.

Se consideră un sistem de referinţă fix $O_1x_1y_1z_1$ şi un sistem de referinţă în mişcare *Oxyz*; vectorul de poziţie al punctului *0* faţă de sistemul fix este $\vec{r}_0$ (fig. 3.9). Dacă *M* este un punct oarecare legat solidar de sistemul mobil atunci între vectorii de poziţie faţă de cele două sisteme, $\vec{r}_1 = x_1\vec{i}_1 + y_1\vec{j}_1 + z_1\vec{k}_1$ şi $\vec{r} = x\cdot\vec{i} + y\cdot\vec{j} + z\cdot\vec{k}$ există relaţia $\vec{r}_1 = \vec{r}_0 + \vec{r}$.

Viteza punctului *M* faţă de sistemul fix este, în cazul general, $\vec{V}_1 = \vec{V}_0 + \vec{\omega}\times\vec{r}$; în cazul turbomaşinilor există numai o mişcare de rotaţie, viteza de translaţie fiind zero, $\vec{V}_0 = 0$, se obţine: $\vec{V}_1 = \vec{\omega}\times\vec{r}$

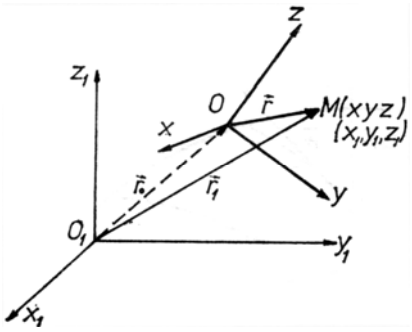


Fig. 3.9. Legătura între sistemele de referinţă

0 masă de fluid în mişcare ocupă la un moment oarecare *t* volumul $V(t)$ mărginit de suprafaţa *S(t)*. Asupra acestei mase de fluid acţionează rezultanta forţelor masice exterioare $\int_V \rho\vec{f}_m \mathrm{d}V$ care în cazul fluidelor incompresibile pentru care $\rho = Ct.$, în câmpul gravitaţional, $\vec{f}_m = \vec{g}$ este forţa de greutate $\vec{F}_g$ şi rezultanta forţelor de presiune $\oint_S p\cdot\vec{n}\cdot\mathrm{d}S$ (dacă se orientează normala la suprafaţa S spre interiorul acesteia). Impulsul total în mişcarea absolută este: $\vec{H}(t) = \int_V \rho\cdot\vec{C}\cdot\mathrm{d}V$

Teorema impulsului, variaţia impulsului în timp este egală cu suma forţelor exteriore care acţionează, $\frac{\mathrm{d}\vec{H}}{\mathrm{d}t} = \sum\vec{F}_e = \vec{R}$ se scrie sub forma:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int_V \rho\vec{C}\mathrm{d}V = \int_V \rho\vec{f}_m\mathrm{d}V + \oint_S p\vec{n}\mathrm{d}S = \vec{R}$$

Se ştie că derivata totală $\frac{\mathrm{d}\vec{T}}{\mathrm{d}t}$ a unui vector oarecare $\vec{T}$ în raport cu sistemul fix şi derivata totală $\frac{\partial\vec{T}}{\partial t}$ în raport cu sistemul de referinţă mobil există relaţia:

$$\frac{\mathrm{d}\vec{T}}{\mathrm{d}t} = \frac{d\vec{T}}{dt} + \vec{\omega}\times\vec{T} \qquad (3.13)$$

Aplicând relaţia 3.13. pentru teorema impulsului, rezultă:

$$\frac{\mathrm{d}\vec{H}}{\mathrm{d}t} = \frac{d\vec{H}}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{H}$$

sau:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int_V \rho\vec{C}\,\mathrm{d}V = \frac{d}{dt}\int_V \rho\vec{C}\,\mathrm{d}V + \vec{\omega} \times \int_V \rho\vec{C}\,\mathrm{d}V$$

Derivata totală în raport cu sistemul de referință mobil $\frac{d\vec{H}}{dt} = \frac{d}{dt}\int_V \rho\vec{C}\,\mathrm{d}V$ este derivata unei integrale de volum pe domeniul $V(t)$ variabil în timp limitat de suprafața $S(t)$ variabilă în timp. Conform unei relații cunoscute de la cinematica fluidelor putem scrie:

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho\vec{C}\,\mathrm{d}V = \int_V \left[\frac{d\left(\rho\vec{C}\right)}{dt} + \left(\rho\vec{C}\right)\left(\nabla\vec{W}\right)\right]\mathrm{d}V$$

sau:

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho\vec{C}\,\mathrm{d}V = \int_V \left[\frac{\partial\left(\rho\vec{C}\right)}{\partial t} + \left(\vec{W}\nabla\right)\left(\rho\vec{C}\right) + \left(\rho\vec{C}\right)\left(\nabla\vec{W}\right)\right]\mathrm{d}V$$

de unde:

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho\vec{C}\,\mathrm{d}V = \int_V \frac{\partial\left(\rho\vec{C}\right)}{\partial t}\mathrm{d}V - \oint_S \rho\vec{C}\left(\vec{W}\vec{n}\right)\mathrm{d}S \tag{3.14}$$

unde s-a folosit notația binecunoscută $\nabla = \frac{\partial}{\partial x}\bar{i} + \frac{\partial}{\partial y}\bar{j} + \frac{\partial}{\partial z}\bar{k}$

Teorema impulsului se scrie ținând seama de relația* :

$$\int_V \frac{\partial\left(\rho\vec{C}\right)}{\partial t}\mathrm{d}V - \oint_S \rho\vec{C}\left(\vec{W}\vec{n}\right)\mathrm{d}S + \vec{\omega} \times \int_V \rho\vec{C}\,\mathrm{d}V = \int_V \rho\vec{f}_m\,\mathrm{d}V + \oint_S p\vec{n}\,\mathrm{d}S \tag{3.15}$$

3.6. Schimbul de energie în rotor

La trecerea fluidului printre palele rotorului de turbopompă în mişcare, are loc un schimb de energie între rotor şi fluid. Considerând fluidul ideal şi un rotor ideal (cu un număr infinit de pale infinit subțiri) şi mişcarea absolută, relația lui Bernoulli scrisă între punctele 1 şi 2 de la intrarea respectiv ieşirea din rotor, este:

$$\frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gz_1 + Y_{t_\infty} = \frac{c_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gz_2 \tag{3.16}$$

unde Y_{t_∞} este diferența dintre energia specifică la ieşirea din rotor şi energia specifică la intrarea în rotor, raportată la unitatea de masă.

Energia specifică schimbată între rotor şi fluid este:

$$Y_{t_\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g\left(z_2 - z_1\right) \tag{3.17}$$

Dacă energia fluidului se raportează la unitatea de greutate, rezultă o relație echivalentă:

$$H_{t_\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + z_2 - z_1 \tag{3.18}$$

Indicele ∞ se referă la faptul că rotorul este ideal, adică are un număr infinit de pale foarte subțiri, iar indicele *t* se referă la fluidul considerat ideal (lipsit de viscozitate), energiile specifice fiind energii teoretice. $Y_{t\infty}$ se mai numeşte energie specifică teoretică pentru rotorul ideal şi este alcătuită din doi termeni:

- termenul static $Y_{p_\infty} = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho} + g(z_2 - z_1)$, care corespunde creşterii energiei potențiale în rotor; termenul reprezentând creşterea energiei potențiale de poziție este în general foarte mic comparativ cu termenul care reprezintă creşterea energiei potențiale de presiune şi se poate neglija.

- termenul cinetic $Y_{c_\infty} = \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2}$, care reprezintă creşterea energiei corespunzătoare variației vitezei absolute de la valoarea c_1 la intrarea în rotor, până la valoarea c_2 la ieşirea din rotor. Rezultă: $Y_{t_\infty} = Y_{p_\infty} + Y_{c_\infty}$

Putem face observația că din punct de vedere al observatorului mobil rotorul este fix, adică nu există un schimb de energie între rotor şi fluid; în mişcarea relativă energia specifică a fluidului se conservă.

3.7. Ecuația turbopompelor

Considerăm domeniul ocupat de fluidul cuprins între suprafețele S_1 şi S_2, figura 3.7. şi admitem că mişcarea reală nepermanentă poate fi modelată printr-o mişcare plană, că traiectoriile particulelor sunt congruente cu palele şi că lichidul intră în condiții identice prin suprafața S_1 şi iese în condiții identice prin suprafața S_2. Asupra fluidului din acest domeniu acționează greutatea sa, care nu creează moment față de axul rotorului, forțele de presiune fiind distribuite simetric față de acelaşi ax şi un cuplu de moment $\overline{M}$.

În acest caz, teorema momentului cinetic se poate scrie:

$$\rho(\bar{r}_2 \text{ x } Q_2\bar{c}_2 - \bar{r}_1 \text{ x } Q_1\bar{c}_1) = \overline{M} \tag{3.19}$$

Considerăm $Q_1 = Q_2 = Q$ şi dezvoltând produsele vectoriale, obținem:

$$\rho Q(-r_2c_2\cos\alpha_2 + r_1c_1\cos\alpha_1) = -M \tag{3.20}$$

sau: $M = \rho Q(r_2c_2\cos\alpha_2 - r_1c_1\cos\alpha_1) = \rho Q(r_2c_{2u} - r_1c_{1u})$

Puterea cedată de rotor fluidului este:

$$P_u = M\omega = \rho\omega Q(r_2c_2\cos\alpha_2 - r_1c_1\cos\alpha_1) = \rho Q(u_2c_{2u} - u_1c_{1u}) \tag{3.21}$$

care se mai poate exprima cu relația:

$$P_u = \rho Q Y_{t_\infty} = \rho g Q H_{t_\infty} \tag{3.22}$$

Eliminând pe ρQ din relațiile (14.16) şi (14.17), rezultă:

$$Y_{t_\infty} = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1 \tag{3.23}$$

sau:
$$H_{t_\infty} = \frac{1}{g}(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \tag{3.24}$$

Relațiile (3.23) şi (3.24), reprezintă ecuația fundamentală a turbomaşinilor.

Din figura 3.6, analizând triunghiul vitezelor, rezultă:

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2uc\cos\alpha$$

de unde: $$c_u u = \left(c^2 + u^2 - w^2\right)\frac{1}{2} \tag{3.25}$$

Obţinem astfel relaţii echivalente pentru ecuaţia fundamentală a turbomaşinilor:

$$Y_{y_\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \tag{3.26}$$

$$H_{y_\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \tag{3.27}$$

Valorile maxime ale lui Y_{t_∞} şi H_{t_∞} se obţin pentru $\alpha_1 = 90^o$, care corespunde intrării ortogonale în rotor, condiţie respectată la turbomaşini în regim de lucru nominal. Rezultă:

$$Y_{t_\infty \max} = c_{2u} u_2 \tag{3.28}$$

$$H_{t_\infty \max} = \frac{1}{g} c_{2u} u_2 \tag{3.29}$$

3.8. Influenţa unghiului de ieşire al palei

Unghiul de început al palei este determinat de condiţia intrării fără deviaţie bruscă a lichidului în canalele rotorului.

Unghiul de ieşire β_2 al palei este determinat de condiţiile privind randamentul maşinii, de caracteristicile energiei specifice cedate fluidului de către rotor şi de gradul de reacţiune al rotorului.

Pentru $\beta_2 < 90^o$ pala este curbată înapoi, pentru $\beta_2 = 90^o$ pala este cu ieşire radială, iar pentru $\beta_2 > 90^o$ pala este curbată înainte, figura 3.10.

Sub fiecare tip de rotor am reprezentat forma desfăşurată a canalului dintre două pale succesive. La palele curbate înapoi, acest canal este mai lung şi cu o evazare mai mică, decât la celelalte tipuri. Pentru un unghi de evazare 8… 10^o, curentul nu se desprinde de pală, dar pentru unghiuri mai mari se produce desprinderea stratului limită, ceea ce conduce la un consum sporit de energie. De aceea, palele curbate înapoi asigură un randament mai mare decât palele cu ieşire radială sau curbate înainte.

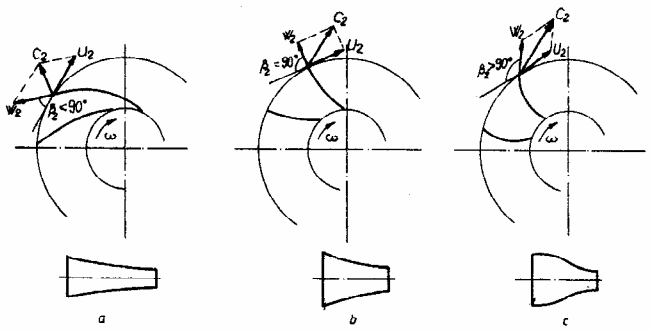


Fig. 3.10. Rotoare de turbopompă
a. pale curbate înapoi; b. pale cu ieşire radială; c. pale curbate înainte

Unghiul de sfârşit al palei β_2, are o influenţă mare asupra energiei specifice cedată fluidului de către rotor, Y_{t_∞} .

În ipoteza că valoarea componentei meridiane a vitezei absolute c_m, nu variază în rotor între intrare şi ieşire şi în cazul intrării ortogonale obţinem relaţia:

$$\overline{c}_1 = \overline{c}_{1m} = \overline{c}_{2m}$$

La creşterea unghiului β_2 se măreşte componenta tangenţială a vitezei absolute la ieşire, deci şi energia specifică Y_{t_∞} cedată fluidului de către rotor. prin urmare, palele curbate înainte cedează fluidului o energie mai mare decât cele curbate înapoi (putem explica aceasta prin faptul că schimbarea de direcţie impusă curgerii este mai mare).

Energia cinetică cedată de rotor este:

$$Y_{c_\infty} = \frac{1}{2}\left(c_2^2 - c_1^2\right) = \frac{1}{2}\left(c_2^2 - c_m^2\right) = \frac{c_{2u}^2}{2}, \quad H_{c_\infty} = \frac{c_{2u}^2}{2g} \tag{3.30}$$

Energia specifică potenţială este:

$$Y_{p_\infty} = Y_{t_\infty} - Y_{c_\infty} = \frac{1}{2}c_{2u}\left(2u_2 - c_{2u}\right), \quad H_p = \frac{1}{2g}c_{2u}\left(2u_2 - c_{2u}\right) \tag{3.31}$$

Observăm că termenul cinetic se măreşte la creşterea unghiului de ieşire β_2, deci la accentuarea curbării spre înainte a palelor, iar termenul static creşte odată cu scăderea valorii unghiului β_2, deci la palele curbate înapoi.

Palele curbate înapoi lucrează la un randament mai bun, din cauza formei optime a canalului dintre pale şi din cauza pierderilor mai mici la transformarea în energie de presiune. Ca destinaţie, pompele sunt turbomaşini care trebuie să furnizeze diferenţe de presiuni ridicate şi nu viteze de circulaţie mari, deci la ieşirea din rotor energia cinetică nu trebuie să fie foarte mare. Din această cauză majoritatea pompelor centrifuge sunt realizate cu unghiul $\beta_2 < 45^o$.

Datorită prezenţei palelor (în număr finit şi cu o anumită grosime de care trebuie să ţinem seama), deci datorită contracţiei secţiunii şi a prezenţei unor vârtejuri relative în canalele dintre pale care produc modificări ale vitezelor, triunghiul vitezelor se schimbă astfel încât energia specifică Y_t în cazul rotorului cu număr finit de pale este mai mică decât în cazul rotorului ideal: $Y_t < Y_{t_\infty}$.

Aceasta se poate exprima funcţie de un parametru de corecţie care ţine seama de un număr finit de pale, ce se poate determina cu relaţia lui Pfleiderer:

$$p = \frac{\chi\left(\frac{D_2}{2}\right)^2}{zS} \tag{3.32}$$

în care z este numărul de pale rotorice, $\chi = m\left(1 + \frac{\beta_2^o}{60}\right)$, unde m = 0,6 pentru pompe cu stator paletat, m = 0,65 ... 0,85 pentru pompe cu carcasă spirală, m = 1,0 ... 1,2 pentru pompe axiale şi $S = \int_{D1/2}^{D2/2} r\,\mathrm{d}\,r = \frac{\left(D_2^2 - D_1^2\right)}{8}$.

3.9. Curbe caracteristice ale turbopompelor

Pentru a studia comportarea în exploatare a unei turbopompe care lucrează într-o instalaţie de pompare, este necesar să se determine dependenţa dintre parametrii

funcţionali ai pompei: debitul Q, energia specifică Y sau H, puterea P, turaţia n şi randamentul η. Se obţine o relaţie funcţională de forma: f(Q,Y,P,n,η) = 0.

Reprezentarea grafică a acestei funcţii, care se numeşte caracteristica generală a turbopompei, se realizează într-un grafic plan în coordonate carteziene. În acest scop se aleg două variabile care au cea mai mare importanţă în studiul funcţionării, iar celelalte se consideră parametri de lucru. Pentru a face distincţia între diferitele curbe caracteristice, acestora li se dau nume în funcţie de mărimea aleasă, sau după destinaţia acestor curbe.

Diagrama în care sunt reprezentate Y(Q) sau P(Q) pentru diferite turaţii, prevăzute cu linii de izorandament se numeşte caracteristica generală sau universală a turbopompei, figura 3.11.

Această caracteristică conţine toate regimurile la care poate funcţiona o turbopompă. Caracteristica este trasată în mărimi relative. Curbele de izorandament sunt trasate cu linie punct şi cele pentru puterea relativă cu linie întreruptă.

Linia care uneşte vârfurile curbelor de izorandament, reprezintă totalitatea punctelor de funcţionare cu randament optim.

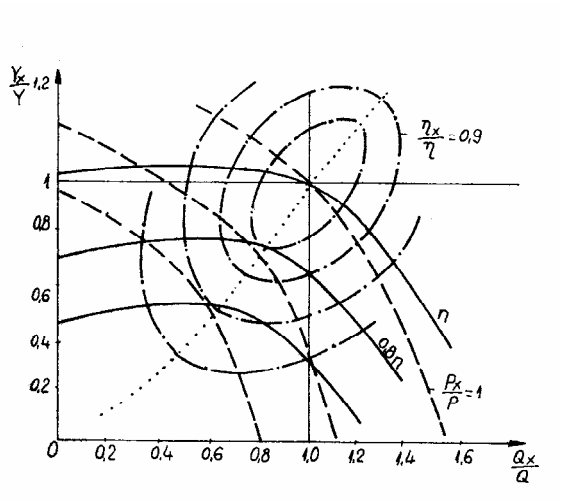


Fig. 3.11. Caracteristica generală a turbopompelor

3.10. Caracteristica *H(Q)* a unei turbopompe

Utilizarea turbopompelor se face la diverse regimuri de funcţionare, diferite de regimul de calcul (regimul pentru care s-a calculat maşina). Pentru a se cunoaşte condiţiile de funcţionare ale turbopompelor şi pentru a le putea alege astfel încât să satisfacă anumite condiţii cerute, trebuie sa se cunoască modul în care variază sarcina (sau înălţimea de pompare) H în funcţie de debitul Q (caracteristica internă a pompei). Reprezentarea grafică a relaţiei $H = H(Q)$ *se* numeşte *curbă caracteristică.*

Se consideră relaţia (18.37) şi se determina puterea unei turbomaşini cu rotor ideal (număr infinit de pale şi fluid ideal),

$$P_{t\infty} = \gamma Q H_{t\infty} = M_h \omega = \rho Q\left(c_{u1\infty} R_1 - c_{u2\infty} R_2\right)\omega = \rho Q\left(c_{u1\infty} u_1 - c_{u2\infty} u_2\right) \qquad (3.33)$$

rezultă sarcina teoretica a unui rotor ideal,

$$H_{t\infty} = \frac{N_{t\infty}}{\gamma Q} = \frac{1}{g}\left(c_{u1\infty}u_1 - c_{u2\infty}u_2\right) \tag{3.34}$$

Relația (3.34) păstrează convenția făcută inițial asupra semnelor (la turbomaşini de lucru sarcina $H_{t\infty}$ este negativa, iar la turbomaşini de forță $H_{t\infty}$ este pozitivă). În cazul unei turbomaşini de lucru (o turbopompă) relația (3.34) devine

$$\left|H_{t\infty}\right| = \frac{1}{g}\left(c_{u2\infty}u_2 - c_{u1\infty}u_1\right) \tag{3.35}$$

Din condiția ca $H_{t\infty}$ să fie maxim, rezultă $c_{u1\infty}u_2 = 0$, sau $c_{u1\infty} = C_{u1\infty}\cos\alpha_{1\infty} = 0$, de unde $\alpha_{1\infty} = 90^\circ$, deci pompa are intrarea ortogonală (unghiul dintre viteza absolută la intrarea în rotor $\vec{C}_1$ şi viteza de transport $\vec{u}_1$ este 90°). Cu aceasta relația (3.35) se scrie

$$\left|H_{t\infty}\right| = \frac{1}{g}c_{u2\infty}u_2 \tag{3.36}$$

Proiectând relația (18.9) pe direcția vitezei de transport $\vec{u}$ în cazul rotorului ideal se obține pentru ieşirea din rotor $c_{u2\infty} = u_2 - w_{u2\infty}$ din triunghiul vitezelor (v.fig. 18.3), pentru ieşirea din rotor, $w_{u2\infty} = w_{m2\infty}ctg\beta_{2\infty} = \frac{c_{m2\infty}}{tg\beta_{2\infty}}$ şi deci $c_{u2\infty} = u_2 - \frac{c_{m2\infty}}{tg\beta_{2\infty}}$; relația (3.35) devine

$$\left|H_{t\infty}\right| = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{m2\infty}}{g \cdot tg\beta_{2\infty}} \tag{3.37}$$

Se scrie debitul la ieşirea din rotor, notând cu R_2 raza rotorului la ieşire şi cu b_2 lățimea rotorului la ieşire şi rezultă:

$$Q = 2\pi R_2 b_2 c_{m2} \tag{3.38}$$

Se înlocuieşte componenta meridiană a vitezei la ieşirea din rotor din relația (3.38)

$c_{m2} = \frac{Q}{2\pi R_2 b_2}$ în relația (18.44) şi ştiind că $u_2 = \frac{2\pi R_2 n}{60}$ rezultă

$$\left|H_{t\infty}\right| = \frac{\pi^2 R_2^2 n^2}{900g} - \frac{n \cdot Q}{60 \cdot b_2 \cdot tg\beta_{2\infty}} = An^2 + BnQ \tag{3.39}$$

în care *A* şi *B* sunt constante pentru o turbopompă dată.

Pentru o turație constantă *(n* = const.) sarcina teoretica $H_{t\infty}$ variază liniar cu debitul *Q* (fig. 3.12).

În cazul rotorului real numărul palelor este finit şi sarcina rotorului real pentru un fluid ideal se scrie cu ajutorul randamentului indus η_i astfel

$$H_t = \eta_i H_{t\infty}$$

Relația (3.39) reprezintă de asemenea o dependență liniară între sarcină şi debit, dreapta fiind mai aproape de orizontală decât în cazul rotorului ideal (fig. 3.12).

În cazul rotorului real şi fluidului real curgerea fluidului prin turbopompă se face cu pierderi de sarcină. Dacă turbopompa funcționează la alte debite *Q* decât cel de calcul

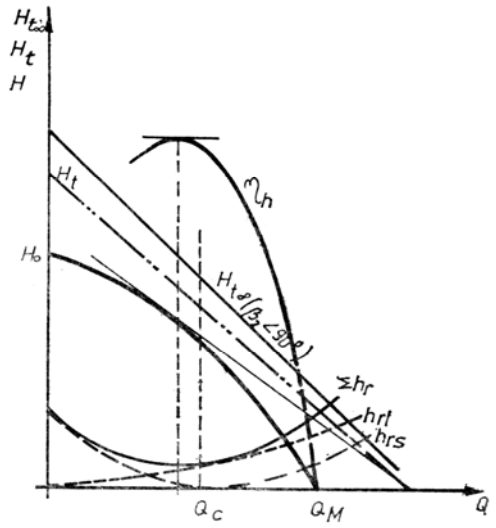


Fig. 3.12. Caracteristica *H(Q)* a unei turbopompe

Q_c (pentru care intrarea fluidului în rotor este ortogonală) apar pierderi de sarcină prin şoc (deviație bruscă sau variație bruscă a direcției vectorului viteză) de forma $h_{rs} = K_1(Q - Q_c)^2$

Celelalte pierderi de sarcină liniare şi locale se pot scrie sub forma $h_{re} = K_2 Q^2$

Separarea convențională a pierderilor de sarcină prin şoc de celelalte pierderi de sarcină se face pentru determinarea caracteristicii *H(Q)* a turbopompei.

Într-un mod exact este imposibil de a se diferenția cele două categorii de pierderi de sarcină.

Prin însemnarea celor două categorii de pierderi de sarcină şi scăderea lor din H_t rezultă sarcina unei turbopompe cu rotor real prin care curge un fluid real

$$|H| = |H_t| - (h_{rs} + h_{re}) = C_1 + C_2 Q + C_3 Q^2 \qquad (3.40)$$

Caracteristica *H(Q)* dată de relația 3.40. are o alură parabolică şi este prezentată, în figura 3.12.

Randamentul hidraulic η_h al pompei este raportul ordonatelor celor două curbe *H* şi H_t. Acest randament este maxim la punctul de contact al curbei *H(Q)* cu tangenta dusă din punctul în care dreapta H_t intersectează axa debitelor.

În general punctul de randament maxim corespunde teoretic unui debit diferit de cel de calcul Q_c, fiind dificil de separat de cele două puncte.

Funcționarea turbopompelor constă în debitarea unui lichid într-o instalație alcătuită dintr-o rețea de conducte. Pentru determinarea modului de funcționare a turbopompei trebuie să se cunoască şi caracteristica rețelei de conducte $H_c(Q)$, precum şi punctul de funcționare.

În figura 3.13 este reprezentată o instalație de pompare. Sarcina pompei trebuie să acopere înălțimea geodezică dintre rezervorul de refulare şi cel de aspirație $H_g = H_s + H_r$, precum şi pierderile de sarcină de pe conductele de aspirație şi refulare ale instalației.

Sarcina rețelei de conducte este

$$H_c = H_g + \sum h_{ri} = H_g + CQ^2 \qquad (3.41)$$

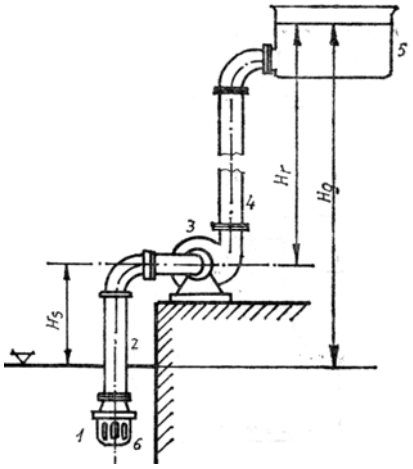


Fig. 3.13. Instalaţie de pompare

în care $\sum h_{ri}$ reprezintă suma pierderilor de sarcină, liniare şi locale, pe conductele instalaţiei, proporţională cu pătratul debitului.

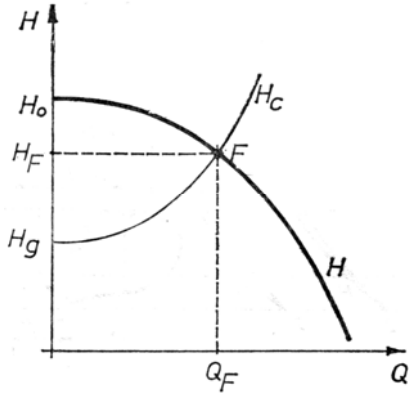


Fig. 3.14. Caracteristica $H(Q)$ a pompei şi caracteristica $H_c(Q)$ a reţelei de conducte

Punctul de funcţionare F se află la intersecţia curbelor date de relaţiile (3.40) şi (3.41) . În acest punct, căruia îi corespunde debitul de funcţionare Q_F, sarcina pompei $|H|$ este egală cu sarcina reţelei de conducte H_c, $|H = H_c = H_F|$, figura 3.14.

3.11. Cavitaţia turbomaşinilor şi determinarea înălţimii de aspiraţie

Pentru turbomaşinile care funcţionează cu lichide (turbopompe şi turbine hidraulice cu reacţiune) este importantă studierea apariţiei fenomenului de cavitaţie, fenomen care produce o funcţionare necorespunzătoare a acestor maşini.

Acest fenomen apare când în rotorul turbomaşinii presiunea minimă egalează sau scade sub valoarea presiunii de vaporizare a lichidului respectiv, iar această presiune minimă este influenţată de poziţia rotorului faţă de nivelul suprafeţei libere din bieful inferior, numită înălţime de aspiraţie (H_s). Înălţimea de aspiraţie este considerată pozitivă *($H_s>0$)* când rotorul turbomaşinii se găseşte deasupra suprafeţei libere din bieful inferior şi negativă *($H_s<0$)* când rotorul se găseşte sub nivelul suprafeţei libere

din bieful inferior. Alegerea unei înălţimi de aspiraţie mari duce la scăderea presiunii în turbomaşină şi la apariţia fenomenului de cavitaţie.

Fenomenul de cavitaţie la o turbomaşină este caracterizat de coeficientul de cavitaţie *a* introdus de D. Thoma în 1924,

$$\sigma = \frac{p_d}{H} = \frac{p_{st} - p_{cr}}{H} \tag{3.42}$$

în care p_d şi p_{st} sunt presiunile dinamică respectiv statică, iar p_{cr} - presiunea minimă, la care apare fenomenul de cavitaţie şi H – căderea turbinei sau înălţimea geometrică de pompare în cazul pompelor.

Pentru stabilirea condiţiei de apariţie a cavitaţiei în rotorul unei turbomaşini se consideră rotorul unei turbine (de exemplu elice — fig.3.15) la care, în afară de punctele *0, 1, 2 şi 3* ale căror semnificaţie a fost arătată anterior, s-a notat cu *A* un punct de pe suprafaţa liberă din bieful superior, cu *4* un punct de pe suprafaţa liberă din bieful inferior şi cu *M* punctul din rotor în care presiunea este minimă.

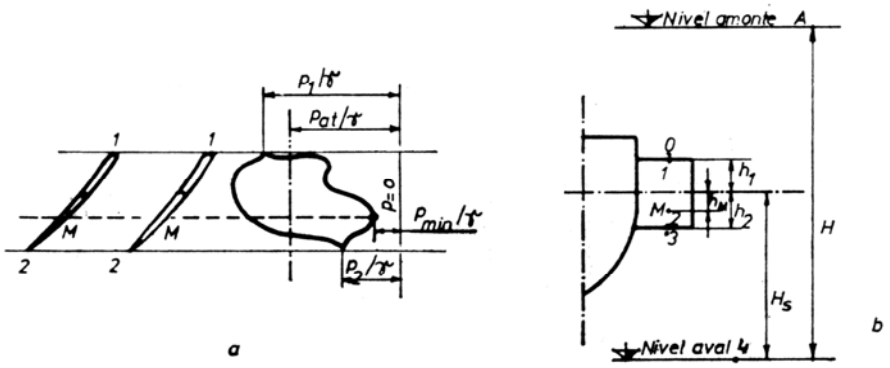


Fig. 3.15. Cavitaţia în rotorul unei turbine elice :
a) variaţia presiunii pe o pală rotorică; b) înălţimi şi puncte caracteristice pentru rotor.

Cotele au semnificaţia din figură, H_s fiind înălţimea de aspiraţie a turbinei. Pentru determinarea coeficientului de cavitaţie se scrie relaţia lui Bernoulli în mişcare absolută între punctele din organele fixe sau în mişcarea relativă din rotor între perechile de puncte A - *0; 1 - M ; 1 – 2 şi 3 - 4* considerând planul de referinţă pe suprafaţa liberă din bieful inferior,

$$\frac{p_A}{\gamma} + \frac{C_A^2}{2g} + H = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{C_0^2}{2g} + H_s + h_1 + h_{rA0} \tag{3.43}$$

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{W_1^2 - u_1^2}{2g} + H_s + h_1 = \frac{p_M}{\gamma} + \frac{W_M^2 - u_M^2}{2g} + H_s - h_M + h_{r1M} =$$

$$= \frac{p_2}{\gamma} + \frac{W_2^2 - u_2^2}{2g} + H_s - h_2 + h_{r12}$$

$$\frac{p_3}{\gamma} + \frac{C_3^2}{2g} + H_s - h_2 = \frac{p_4}{\gamma} + \frac{C_4^2}{2g} + h_{r34} \tag{3.44}$$

Punctele *0* şi *1* respectiv *2* şi *3* sunt foarte apropiate şi toate mărimile cu aceleaşi valori în *0* ca şi 2, respectiv în 3 ca şi în 2. La suprafaţa liberă, atât în bieful amonte, cât şi în bieful aval, presiunea este cea atmosferică ($\frac{p_A}{\gamma} = \frac{p_4}{\gamma} = H_b$ = înălţime

barometrică). Viteza la suprafaţa liberă din amonte este foarte mică, astfel încât termenul cinetic $\frac{C_A^2}{2g}$ se poate neglija. Deoarece punctul *M* a fost ales ca punctul din rotor în care presiunea este minimă, se notează $\frac{p_M}{\gamma} = \frac{p_{\min}}{\gamma}$. Din grupul de relaţii (3.44) se exprimă presiunea minimă din rotor,

$$\frac{p_{\min}}{\gamma} = \frac{p_{at}}{\gamma} - H_s - \frac{\left(W_M^2 - u_M^2\right) - \left(W_4^2 - u_2^2\right)}{2g} + \frac{C_4^2 - C_2^2}{2g} + H_M + h_1 + h_{rM4} \tag{3.45}$$

Notând $\frac{p_v}{\gamma} = H_v$, p_v fiind presiunea de vaporizare, scăzând acest termen din ambii membri ai reţelei (3.45) şi împărţind cu *H*, rezultă:

$$\frac{p_{\min} - p_v}{\gamma H} = \frac{H_b - H_v - H_s}{H} - \left[\frac{\left(W_M^2 - u_M^2\right) - \left(W_4^2 - u_2^2\right)}{2gH} - \frac{C_4^2 - C_2^2}{2gH} - \frac{h_M}{H} - \frac{h_{rM4}}{H}\right] \tag{3.46}$$

Se poate neglija termenul $\frac{h_M}{H}$ deoarece are o valoare foarte mică, astfel că relaţia devine:

$$\frac{p_{\min} - p_v}{\gamma H} = \frac{H_b - H_v - H_s}{H} - \left[\frac{\left(W_M^2 - u_M^2\right) - \left(W_4^2 - u_2^2\right)}{2gH} - \frac{C_4^2 - C_2^2}{2gH} - \frac{h_{rM4}}{H}\right] \tag{3.47}$$

Primul termen din membrul al doilea al egalităţii reprezintă coeficientul de cavitaţie al instalaţiei sau coeficientul de cavitaţie exterior, σ_e:

$$\sigma_e = \frac{H_b - H_v - H_s}{H} \tag{3.48}$$

Acest termen caracterizează rezerva de energie a curentului, la ieşirea din rotorul turbinei (intrarea în rotorul pompei), raportată la sarcina totală şi depinde de elemente exterioare turbomaşinii. Al doilea termen este coeficientul de cavitaţie al turbomaşinii sau coeficientul interior de cavitaţie, σ_T:

$$\sigma_T = \frac{\left(W_M^2 - u_M^2\right) - \left(W_4^2 - u_2^2\right)}{2gH} - \frac{C_4^2 - C_2^2}{2gH} - \frac{h_{rM4}}{H} \tag{3.49}$$

La turbomaşinile de lucru, în această relaţie trebuie schimbata denumirea punctelor, conform convenţiei, precum şi semnul pierderii de sarcină h_{rM4}, fluidul curgând în sens invers. Ţinând seama de aceste notaţii, relaţia (18.53) se poate scrie

$$\frac{p_{\min} - p_v}{\gamma H} = \sigma_e - \sigma_T \tag{3.50}$$

Cavitaţia în rotorul turbomaşinii apare când $p_{\min} = p_v$, aşadar când cei doi coeficienţi de cavitaţie cu aceeaşi valoare, care se notează, σ_{cr} deci $\sigma_{cr} = \sigma_e = \sigma_T$. Pentru evitarea cavitaţiei se admite o valoare a coeficientului de cavitaţie exterior (σ_{ad}) mare decât valoarea critică,

$$\sigma_{ad} = K\sigma_{cr} \quad K = 1{,}05 \div 1{,}1$$

şi rezultă înălţimea de aspiraţie pentru o funcţionare fără cavitaţie:

$$H_{s,ad} = H_b - H_v - \sigma_{ad} H \tag{3.51}$$

Pentru coeficientul de cavitație, critic sau admisibil, în literatură sunt date formule, teoretice sau statistice, care au fost apoi verificate experimental.

3.12. Determinarea înălțimii de aspirație a unei pompe centrifuge

Pentru evitarea fenomenului de cavitație într-o instalație de pompare se determină înălțimea maximă de aspirație H_s astfel încât pompa să funcționeze în condiții normale. Condiția de evitare a cavitației este ca presiunea la intrarea în pompă să nu scadă sub o valoare p_a dată.

Se consideră o pompă centrifugă (fig. 3.16), care aspiră dintr-un rezervor cu suprafața liberă. Se scrie relația lui Bernoulli între un punct de pe suprafața rezervorului de aspirație 1 şi uin punct 2 de pe conducta de aspirație, imediat în amonte de pompă:

$$\frac{p_{at}}{\gamma}+\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g}+z_1=\frac{p_a}{\gamma}+\frac{\alpha_2 V_2^2}{2g}+z_2+h_{r12}$$

Se consideră $\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g}=0$ şi se notează $H_s=z_2-z_1$, înălțimea geodezică de aspirație şi $V_2=V$. Relația lui Bernoulli devine:

$$\frac{p_{at}-p_a}{\gamma}-H_s=\left(\alpha+\frac{\lambda l}{d}+\zeta_s+\zeta_c\right)\cdot\frac{V}{2g} \tag{3.52}$$

Valoarea vitezei în conductă este funcție de tipul pompei şi de natura şi temperatura lichidului.

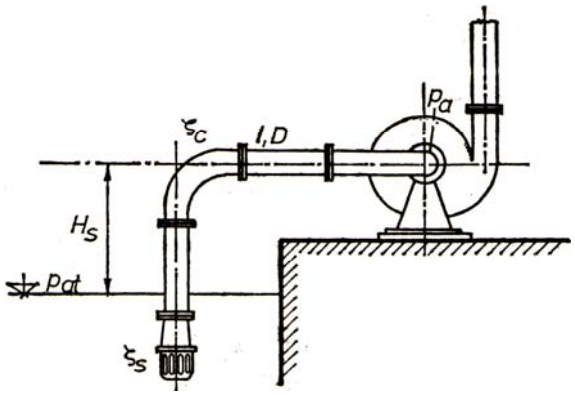


Fig. 3.16. Înălțimea de aspirație H_s a unei pompe centrifuge

Cunoscând debitul nominal al pompei, se calculează diametrul D al conductei şi se alege traseul, astfel încât lungimea l sa fie minimă, iar armăturile să se reducă la cele strict necesare. în exemplul considerat, ζ_s, şi ζ_c reprezintă coeficienții rezistențelor locale la sorb şi la cot. Mărimea

$$H_v=\frac{p_{at}-p_a}{\gamma} \tag{3.53}$$

se numeşte *înălțime vacuummetrică la aspirație.*

De obicei pentru lichide reci, nevolatile, la majoritatea pompelor se admite $H_{v,ad}$ < 4...6,5 mH_2O. În cazul pompării lichidelor calde sau volatile $H_{v,ad}$ scade. Limitarea depresiunii la intrarea în pompă se realizează prin fixarea înălțimii de aspirație la

$$H_{s,ad} = H_{v,ad} - \left(\alpha + \frac{\lambda l}{d} + \zeta_s + \zeta_c\right) \cdot \frac{V}{2g}$$

3.13. Similitudinea turbopompelor

Datorită dificultăţilor matematice, integrarea ecuaţiilor de mişcare a fluidului în turbopompă nu este posibilă, deci calculul acestora şi proiectarea elementelor unei turbopompe nu se poate efectua strict teoretic. Cu ajutorul unor ipoteze simplificatoare, putem stabili într-o primă aproximaţie forma şi dimensiunile turbopompelor. Ulterior prin cercetări experimentale se pot aduce corecţiile necesare pentru un randament cât mai mare şi pierderi de sarcină cât mai mici. Cercetările experimentale se desfăşoară pe un model, geometric asemenea, construit la scară, modelarea hidraulică permiţând alegerea unor soluţii optime.

La modelarea maşinilor hidraulice nu se utilizează direct criteriile de similitudine Reynolds, Froude, Euler, Strouhal, ci combinaţii ale acestora, cum sunt:

- debitul unitar $Q_{11} = Ct$,
- turaţia unitară $n_{11} = Ct$,
- puterea unitară $P_{11} = Ct$,
- rapiditatea cinematică n_q = Ct. şi
- rapiditatea dinamică $n_s = Ct.$

Pentru determinarea expresiei debitului unitar, se consideră numărul Euler, în care utilizăm viteza absolută, v = c:

$$\mathrm{Eu} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot c^2} = \frac{Y}{c^2}, \qquad c = \sqrt{\frac{Y}{Eu}}$$

Fie D un diametru caracteristic al rotorului. Din ecuaţia continuităţii pentru o secţiune de arie A, rezultă:

$$Q = A \cdot c = A\sqrt{\frac{Y}{\mathrm{Eu}}} = \frac{A}{D^2}\frac{1}{\sqrt{\mathrm{Eu}}} D^2\sqrt{Y} \tag{3.54}$$

Pentru un model geometric asemenea, debitul este determinat analog:

$$Q^l = A^l \cdot c^l = \frac{A^l}{\left(D^l\right)^2}\frac{1}{\sqrt{\mathrm{Eu}^l}}\left(D^l\right)^2\sqrt{Y^l}$$

Din raportul $\frac{Q}{Q^l}$ şi ţinând seama de similitudinea geometrică şi de egalitatea criteriilor de similitudine Euler (Eu =Eu ^{l}), obţinem:

$$\frac{Q^l}{Q} = \frac{\left(D^l\right)^2}{D^2}\sqrt{\frac{Y^l}{Y}}$$

sau:

$$\frac{Q}{D^2\sqrt{Y}} = \frac{\left(Q^l\right)^2}{\left(D^l\right)^2\sqrt{Y^l}}$$

Expresia: $Q_{11} = \frac{Q}{D^2\sqrt{Y}}$ (3.55)

se numeşte debit unitar şi reprezintă debitul unui model similar cu prototipul având D ^{l} = 1 m şi Y ^{l} = 1m^2/s^2.

Pentru obținerea expresiei turației unitare, se scrie numărul Strouhal sub forma $\mathrm{Sh} = \frac{c}{nD}$, unde n este turația turbopompei.

Rezultă:

$$n = \frac{c}{D\,\mathrm{Sh}} = \frac{1}{\mathrm{Sh}\sqrt{\mathrm{Eu}}}\frac{\sqrt{Y}}{D} \tag{3.56}$$

iar pentru modelul geometric asemenea:

$$n^l = \frac{1}{\mathrm{Sh}^l\sqrt{\mathrm{Eu}^l}}\frac{\sqrt{Y^l}}{D^l}$$

Raportând cele două turații şi considerând satisfăcute criteriile Eu şi Sh ($\mathrm{Eu} = \mathrm{Eu}^l$ şi $\mathrm{Sh} = \mathrm{Sh}^l$), se obține:

$$\frac{n^l}{n} = \frac{D}{D^l}\sqrt{\frac{Y^l}{Y}}$$

sau:

$$\frac{nD}{\sqrt{Y}} = \frac{n^l D^l}{\sqrt{Y^l}}$$

Expresia: $n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{Y}}$ (3.57)

se numeşte turație unitară şi reprezintă turația unui model similar cu prototipul şi având $D^l = 1$ m şi $Y^l = 1\mathrm{m}^2/\mathrm{s}^2$.

Pentru determinarea puterii unitare, se înlocuieşte în expresia puterii $P = \rho\cdot Q\cdot Y$ debitul dat de relația 89:

$$P = \rho\frac{A}{D^2}\frac{1}{\sqrt{\mathrm{Eu}}}D^2Y\sqrt{Y} \tag{3.58}$$

Pentru un model asemenea geometric, obținem:

$$P^l = \rho^l\frac{A^l}{\left(D^l\right)^2}\frac{1}{\sqrt{\mathrm{Eu}^l}}\left(D^l\right)^2Y^l\sqrt{Y^l}$$

Raportând cele două puteri şi considerând similitudinea geometrică alături de similitudinea Euler ($\mathrm{Eu} = \mathrm{Eu}^l$), obținem:

$$\frac{P^l}{P} = \frac{\rho^l}{\rho}\frac{\left(D^l\right)^2}{D^2}\frac{Y^l}{Y}\sqrt{\frac{Y^l}{Y}}$$

sau:

$$\frac{P}{\rho D^2Y\sqrt{Y}} = \frac{P^l}{\rho^l\left(D^l\right)^2Y^l\sqrt{Y^l}}$$

Expresia: $P_{11} = \frac{P}{\rho D^2Y\sqrt{Y}}$ (3.59)

se numeşte putere unitară şi reprezintă puterea unui model similar cu prototipul, la care $D^l = 1\mathrm{m}$ şi $Y^l = 1\ \mathrm{m}^2/\mathrm{s}^2$, fluidul de lucru având densitatea de $1\ \mathrm{Kg}/\mathrm{m}^3$.

Acest criteriu prezintă importanță pentru pompele care funcționează cu alte lichide față de cele pentru care a fost proiectată. Din criteriile debit unitar, turație unitară şi putere unitară se pot deduce coeficienții de scară ai tuturor mărimilor ce intervin în calculul turbomaşinilor.

Considerând două pompe similare la care sunt îndeplinite cele trei criterii de similitudine, putem scrie:

$$\frac{Q}{D^2\sqrt{Y}}=\frac{Q^l}{\left(D^l\right)^2\sqrt{Y^l}};\quad \frac{nD}{\sqrt{Y}}=\frac{n^lD^l}{\sqrt{Y^l}};\quad \frac{P}{\rho D^2Y\sqrt{Y}}=\frac{P}{\rho^l\left(D^l\right)^2Y^l\sqrt{Y^l}}$$

Eliminând raportul $\frac{D^l}{D}$ între primele două relații, obținem:

$$\frac{n}{\sqrt{Y}}\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{Y}}}=\frac{n^l}{\sqrt{Y^l}}\sqrt{\frac{Q^l}{\sqrt{Y^l}}}$$

Notăm: $$n_q=\frac{n}{\sqrt{Y}}\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{Y}}}=\frac{nQ^{\frac{1}{2}}}{Y^{\frac{3}{4}}} \tag{3.60}$$

care se numeşte rapiditate cinematică sau turație specifică în funcție de debit, iar similitudinea celor două pompe este dată de $n_q=n_q^l$.

Eliminând raportul $\frac{D^l}{D}$ între ultimele două relații, obținem:

$$\frac{n}{Y}\sqrt{\frac{P}{\rho\sqrt{Y}}}=\frac{n^l}{Y^l}\sqrt{\frac{P^l}{\rho^l\sqrt{Y^l}}}$$

Notăm: $$n_s=\frac{n}{\sqrt{Y}}\sqrt{\frac{P}{\rho\sqrt{Y}}}=\frac{n\cdot P^{\frac{1}{2}}}{\rho^{\frac{1}{2}}Y^{\frac{5}{4}}} \tag{3.61}$$

care se numeşte rapiditate dinamică sau turație specifică în funcție de putere; în acest caz similitudinea celor două pompe devine $n_s=n_s^l$.

Mărimile n_{11}, Q_{11}, p_{11}, n_q şi n_s sunt adimensionale, adică sunt invariante față de sistemul de unități de măsură utilizat. Între aceste mărimi există relațiile:

$$n_q=n_{11}\sqrt{Q_{11}};\quad n_s=n_{11}\sqrt{P_{11}};\quad n_q=\sqrt{\eta}\cdot n_s \tag{3.62}$$

Se pot utiliza şi mărimile analoage:

$$Q_{11}^*=\frac{Q}{D^2\sqrt{H}};\ n_{11}^*=\frac{nD}{\sqrt{H}};\ P_{11}^*=\frac{P}{D^2H\sqrt{H}};$$
$$n_q^*=\frac{n}{\sqrt{H}}\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}};\quad n_s^*=\frac{n}{H}\sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} \tag{3.63}$$

care nu mai sunt adimensionale şi se folosesc în sisteme de măsură mai vechi.

Se poate demonstra că rapiditatea cinematică şi rapiditatea dinamică depind de elementele constructive de bază ale rotorului, în special de raportul diametrelor. Există deci posibilitatea clasificării rotoarelor în funcție de rapiditatea lor. Pe măsură ce creşte

rapiditatea, raportul $\frac{D_2}{D_1}$ scade, deci pentru obținerea aceleaşi energii specifice, rotoarele cu rapoarte $\frac{D_2}{D_1}$ mici au nevoie de turații mai mari.

3.14. Reglarea turbopompelor

În general turbopompele se construiesc în serie şi în scopul reducerii costurilor se restrâng tipurile de pompe fabricate, care trebuie să corespundă unor regimuri variate de funcționare.

Pentru adaptarea tipului de pompă normalizat cel mai apropiat, parametrii pompei trebuie modificați în conformitate cu parametrii funcționali ai instalației, având în acest caz o reglare permanentă, iar uneori este necesar ca pompa să lucreze un timp scurt la alți parametri decât valorile pentru care a fost proiectată, necesitând o reglare trecătoare.

De obicei consumatorii necesită debite ce variază mult în timp, iar pompele trebuie să se adapteze la aceste variații prin sisteme de reglare.

Reglarea se poate face prin modificarea caracteristicilor exterioare pompei sau prin modificarea caracteristicilor interioare acesteia. Din prima categorie fac parte următoarele metode de reglare:

a) reglarea prin vană, este un procedeu simplu de reglare a debitului prin obturarea parțială printr-o vană montată pe conducta de refulare în apropierea secțiunii de racordare a pompei. Prin aceasta se creează o rezistență suplimentară în conducta de refulare, astfel încât o parte din energia cedată de pompă se disipează în vană. Această reglare nu este economică, deoarece produce o disipare de energie, deci un randament mic. Metoda se aplică la pompele centrifuge, dar nu este admisă la pompele diagonale sau axiale, deoarece puterea absorbită de acestea, la sarcini parțiale, este mai mare decât cea la sarcina nominală.

b) reglarea prin conductă de întoarcere, care constă din montarea pe conducta de refulare a unei conducte de întoarcere (by-pass), care conduce apa înapoi în bazinul de aspirație şi poate prelua surplusul de debit creat de pompă, față de cel necesar în instalație. În acest caz, pornirea se face numai cu vana conductei de întoarcere deschisă.

Reglarea prin modificarea caracteristicilor pompei se poate face prin următoarele metode:

a) reglarea prin variația turației, care este posibilă dacă motorul sau transmisia permit această variație. Se obține pentru fiecare turație un regim de funcționare în zona randamentelor bune. Din punct de vedere economic, acest procedeu este cel mai avantajos, deoarece randamentul rămâne practic constant, la schimbări mici ale turației.

b) reglarea prin modificarea pozițiilor palelor rotorice, la pompele la care poziționarea palelor se poate realiza în timpul funcționării. Metoda se poate aplica la pompele axiale şi la unele pompe diagonale, care au pale rotorice reglabile.

Modificarea pozițiilor palelor rotorice, duce la modificarea triunghiurilor vitezelor şi deci la modificarea curbei caracteristice a pompei. Reglarea nu se poate realiza pe o plajă mare de variație a debitului, deoarece în pompă se pot forma curenți paraziți.

c) reglarea prin modificarea definitivă a rotorului, care constă în micşorarea prin strunjire a diametrului exterior al rotorului, în special la pompele centrifuge. Se modifică rapiditatea n_q şi se reduc parametrii Y şi Q prin operații de similitudine.

Este o metodă de reglare permanentă, prin care se măreşte câmpul de utilizare al unui anumit tip de pompă.

d) reglarea prin obturarea totală sau parţială a unor canale rotorice, este o metodă mai economică decât reglarea prin vana de aspiraţie şi este o metodă de reglare permanentă.

Capitolul 4. Ventilatoare

4.1. Clasificarea ventilatoarelor

Ventilatoarele sunt maşini de lucru care funcţionează cu gaze. Ele transformă energia mecanică primită de la motorul de antrenare în energie pneumatică. Deoarece ventilatoarele lucrează cu diferenţe de presiune de până la 1500 mm H_2O (0,15 bar), în studiul lor nu putem neglija variaţia densităţii fluidului, astfel încât relaţiile stabilite pentru pompe sunt valabile.

Clasificăm ventilatoarele după aceleaşi criterii ca şi pentru celelalte turbomaşini, deoarece şi aici transformarea energie are loc în rotor. Cel mai important criteriu de clasificare este după direcţia curentului de fluid în rotor.

Se deosebesc ventilatoare centrifuge sau radiale, figura 4.1.a, ventilatoare axiale, figura 4.1.b, şi ventilatoare transversale, figura 4.1.c.

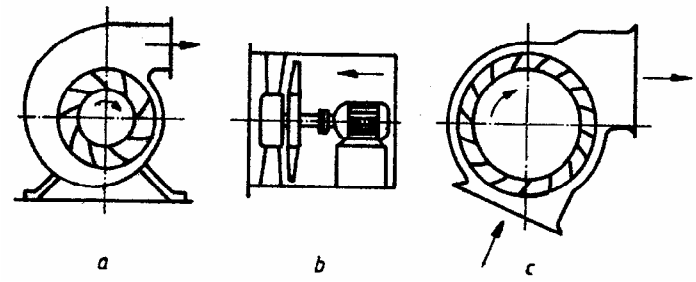


Fig. 127 Tipuri de ventilatoare
a. radiale; b. axiale; c. transversale

După presiunea pe care o dezvoltă, se deosebesc ventilatoare de joasă presiune, la care se realizează o presiune pană la 160 mm H_2O, ventilatoare de presiune medie (până la 400 mm H_2O) şi ventilatoare de înaltă presiune (peste 400 mm H_2O).

Un alt criteriu de clasificare este numărul rotoarelor sau etajelor de amplificare. Se deosebesc ventilatoare monoetajate şi ventilatoare multietajate.

4.2. Ecuaţia energiei aplicată ventilatoarelor

În cazul unui fluid compresibil, energia specifică cedată fluidului de o maşină hidro-pneumatică este:

$$Y = \int_{i,e} \frac{\mathrm{d}\, p}{\rho} + g\left(z_e - z_i\right) + \frac{c_e^2 - c_i^2}{2} \tag{4.1}$$

Deoarece la ventilatoare fluidul de lucru este un gaz, energia potenţială de poziţie $g(z_e - z_i)$ este neglijabilă în raport cu ceilalţi termeni, iar deoarece densitatea este

aproximativ constantă, datorită variației restrânse a presiunii, putem considera $\int_{i,e} \frac{\mathrm{d}\, p}{\rho} = \frac{p_e - p_i}{\rho}$. Rezultă că energia specifică este de forma:

$$Y = \frac{p_e - p_i}{\rho} + \frac{c_e^2 - c_i^2}{2} \tag{4.2}$$

Ecuația fundamentală a turbomaşinilor nu depinde de natura fluidului de lucru, deci este valabilă şi pentru ventilatoare:

$$Y_{t_\infty} = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1 \tag{4.3}$$

În cazul ventilatoarelor este util a se introduce noțiunea de "presiune totală" $\Delta p_{t_\infty} = \rho Y_{t_\infty}$, adică:

$$\Delta p_{t_\infty} = \rho\left(c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1\right) \tag{4.4}$$

Această mărime ține seama de natura gazului de lucru, în timp ce energia specifică Y_{t_∞} depinde numai de mărimi cinematice.

Presiunea totală se mai poate exprima şi sub forma:

$$\Delta p_{t_\infty} = \frac{\rho}{2}\left[\left(u_2^2 - u_1^2\right) + \left(c_2^2 - c_1^2\right) - \left(w_2^2 - w_1^2\right)\right] \tag{4.5}$$

În cazul ventilatoarelor axiale $u_1 = u_2 = u$, deci relațiile (4.4) şi (4.5) devin:

$$\Delta p_{t_\infty} = \rho u\left(c_{2u} - c_{1u}\right) \tag{4.6}$$

respectiv:

$$\Delta p_{t_\infty} = \frac{\rho}{2}\left[\left(c_2^2 - c_1^2\right) - \left(w_2^2 - w_1^2\right)\right] \tag{4.7}$$

Se observă că la ventilatoarele axiale, sarcina se micşorează față de ventilatoarele centrifuge care au aceeaşi turație.

Relațiile (14.41) şi (14.42) exprimă presiunea totală pentru un rotor ideal şi pentru un fluid ideal. În cazul real, această valoare trebuie corectată ca şi în cazul pompelor, funcție de numărul de pale şi de viscozitatea fluidului.

4.3. Ventilatoare centrifuge

Ventilatoarele centrifuge sunt asemănătoare din punct de vedere constructiv cu pompele centrifuge, dar sunt mai simple, deoarece nu au elemente de etanşare, iar carcasa spirală are secțiunea dreptunghiulară. Ventilatoarele centrifuge asigură presiuni maxime de 1500 mm H_2O şi debite între 1500 şi 200 000 m^3/h.

În funcție de înclinarea palelor rotorice, la ventilatoarele centrifuge se deosebesc următoarele tipuri:

a) rotor cu pale curbate înapoi, $\beta_1, \beta_2 < 90^o$, figura 128 a, care are avantajul că în canalele rotorice gazul nu prezintă vârtejuri sau desprinderi, deci funcționează cu randamente bune. La acest tip de rotor, debitul este limitat, ceea ce restrânge şi domeniul său de utilizare.

b) rotor cu pale radiale $\beta_1 = \beta_2 = 90^o$, care se utilizează pentru presiuni scăzute; ele pot funcționa în ambele sensuri, figura 128 b.

c) rotor cu pale curbate înainte, $\beta_1 < 90^o$, $\beta_2 > 90^o$ figura 128 c, care asigură presiuni totale mai mari, deoarece $c_{2u} > u_2$. Aceste tipuri de ventilatoare au un număr mare de pale, lățime mare şi extindere radială mică.

Rotoarele ventilatoarelor sunt alcătuite din una sau două coroane circulare pe care sunt fixate palele rotorice.

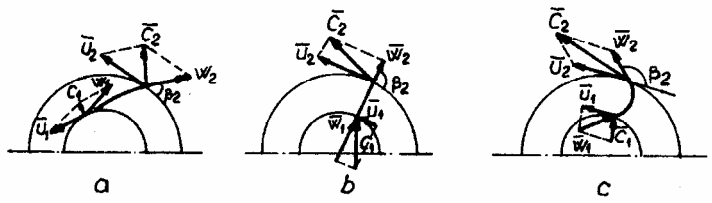


Fig. 128 Ventilatoare centrifuge
a. pale curbate înapoi; b. pale radiale; c. pale curbate înainte

Spre deosebire de ventilatoarele centrifuge, cele axiale lucrează la presiuni mult mai mici. Rotorul la aceste ventilatoare este format dintr-un butuc pe care se fixează palele profilate. Uneori înaintea rotorului sau după acesta, iar în unele cazuri înainte şi după, se prevede un aparat director, care are rolul de a dirija curentul de fluid şi de a atenua rotaţia curentului.

Curbele caracteristice ale ventilatoarelor, depind de tipul ventilatorului, iar pentru ventilatoarele centrifuge, de modul în care sunt curbate palele.

Modul de reglare a ventilatoarelor este analog celui de la pompe. Ca principale procedee amintim: modificarea rezistenţei hidraulice a canalelor de pe refularea sau aspiraţia ventilatorului, antrenarea rotorului la diferite turaţii, modificarea unghiului de aşezare al palelor etc.

Capitolul 5. Maşini volumice

5.1. Generalităţi

La maşinile volumice, transformarea energiei hidraulice în energie mecanică sau invers, se realizează astfel încât energia cinetică a lichidului rămâne practic constantă. Din această cauză, aceste maşini se mai numesc şi maşini hidrostatice. La aceste tipuri de maşini, transportarea lichidului dintr-o cavitate în alta se realizează prin echivalarea volumelor, fiind caracteristică prezenţa unor diverse organe de închidere, precum supape, clapete şi altele.

Aceste agregate se folosesc atunci când sunt necesare debite mici şi presiuni de lucru mari; ele sunt utilizate în special în acţionări hidrostatice, în sisteme de lubrificaţie sau în automatizare.

Maşinile volumice se clasifică în felul următor:

1) după sensul de transformare a energiei:
   - generatoare (pompe)
   - motoare
   - transformatoare
2) după direcţia de deplasare a volumelor determinate de organele de închidere:
   - maşini alternative (pompe cu piston şi cilindri de forţă)
   - maşini rotative (pompe sau motoare cu pistonaşe axiale sau radiale)

Principiul de funcţionare a maşinilor volumice, permite scrierea expresiei debitului mediu ideal:

$$Q_1 = V_1 \cdot z \cdot n \tag{5.1}$$

unde V_1 este volumul unei încăperi a agregatului, z este numărul încăperilor umplute şi golite la o rotație a arborelui şi n este turația arborelui.

Debitul real diferă de cel ideal, datorită pierderilor prin neetanşeități.

Față de turbopompe, pompele cu piston prezintă o serie de avantaje, dintre care amintim:

- pot asigura teoretic o presiune de refulare oricât de mare;
- presiunea de refulare nu depinde de viteza pistonului;
- au un randament hidraulic ridicat, datorită disipațiilor hidraulice mici.

Dezavantajele acestor pompe constau în:

- au debit limitat datorită modului de mişcare a pistonului, care nu permite realizarea unor viteze mari;
- sunt mai complicate din punct de vedere constructiv;
- debitul lor este pulsatoriu.

5.2. Pompe cu piston

Aceste tipuri de pompe se pot clasifica astfel:

1) după numărul de curse active la o cursă dublă a pistonului:
   - pompe cu simplu efect (cu o singură față activă a pistonului), figura 5.1;

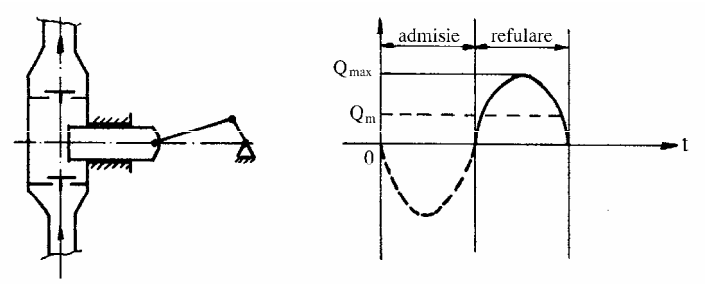


Fig. 5.1. Pompă cu simplu efect

   - pompe cu dublu efect (cu ambele fețe ale pistonului active), figura 5.2;

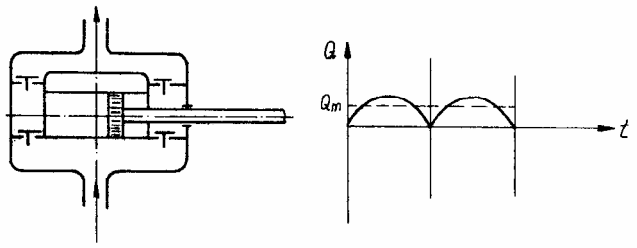


Fig. 5.2. Pompă cu dublu efect

2) după tipul constructiv:
   - pompe cu un singur cilindru (simplex)
   - pompe cu doi cilindri în paralel (duplex)
   - pompe cu trei cilindri în paralel (triplex)

Pompele simplex şi duplex pot fi cu simplu efect sau cu dublu efect, iar pompele triplex sunt întotdeauna cu simplu efect;

3) după poziția cilindrilor:
   - pompe orizontale;
   - pompe verticale.
4) după modul de acționare:
   - pompe cu acționare directă;
   - pompe acționate de motoare rotative prin diferite mecanisme (bielă-manivelă, excentric).

Pentru uniformizarea debitului şi pentru a prelua inerția coloanei de lichid de pe conductele de aspirație şi refulare, pompele cu piston se prevăd cu hidrofoare. La începutul aspirației, pompa aspiră din hidrofor, care pune în mişcare lichidul din conducta de aspirație, iar în mod analog, refulează întâi în hidrofor şi apoi în conducta de refulare.

5.3. Maşini cu pistonaşe axiale

Aceste tipuri de maşini sunt reprezentate schematic în figura 5.3.

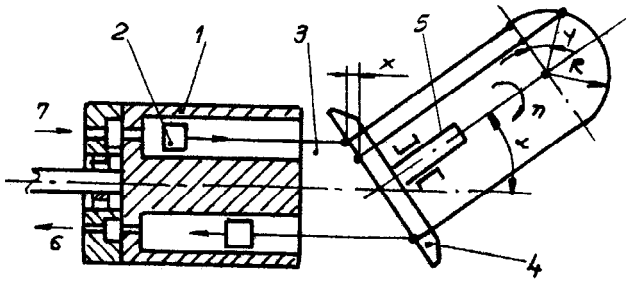


Fig. 5.3. Pompă cu pistonaşe axiale
1. blocul cilindrilor; 2. pistonaşe axiale; 3. biele; 4. disc; 5. arbore;
6. orificii de refulare; 7. orificii de aspirație.

Maşinile cu pistonaşe axiale se compun din: blocul cilindrilor 1, în care se deplasează pistonaşele axiale 2, care au biele ca sunt fixate prin articulații sferice cu discul 4, disc ce poate fi înclinat cu diferite unghiuri față de axa cilindrului α.

Când ansamblul bloc-pistoaşe-disc este antrenat în mişcare de rotație, în cilindri de lucru se produc variații de volum, care determină funcționarea maşinii ca pompă, orificiul 6 fiind de refulare, iar 7 de aspirație.

Dacă în loc de energie mecanică maşina primeşte agentul de lucru (lichidul) la presiunea corespunzătoare sarcinii, ea funcționează ca motor, având la arborele 5, energie mecanică.

Alimentarea cu lichid a unuia dintre cele două racorduri se face în funcție de sensul de rotație dorit. Debitul sau turația maşinii, se reglează prin variația unghiului α.

Pentru a calcula debitul maşinii cu z pistonaşe, se observă că la rotirea blocului 1 şi a discului 4 cu unghiul φ, pistonaşul 2 are o deplasare axială

$$x = (R - R\cos\varphi)\sin\alpha$$

iar pentru o ratație de 180^o, pistonaşul are cursa completă $h = 2R\sin\alpha$.

Pentru un pistonaş de diametru D şi secţiune transversală $s = \frac{\pi D^2}{4}$, variaţia elementară de volum este:

$$\mathrm{d}V_p = s\,\mathrm{d}x = s\,\mathrm{d}\left[(R - R\cos\varphi)\sin\varphi\right] = sR\sin\alpha\sin\varphi\,\mathrm{d}\varphi$$

iar debitul total, pentru o turaţie n (rot/s), este:

$$Q = V_p z \cdot n = sR\sin\alpha \cdot z \cdot n\int_0^{\pi}\sin\varphi\,\mathrm{d}\varphi = \frac{1}{2}\pi D^2 R \cdot z \cdot n\sin\alpha \tag{5.2}$$

Analizând cele două relaţii, constatăm că pentru o anumită maşină la care cunoaştem D, R, z, n = Ct, debitul realizat de un piston variază sinusoidal cu unghiul φ, figura 5.4, între două limite Q_{min} şi Q_{max} .

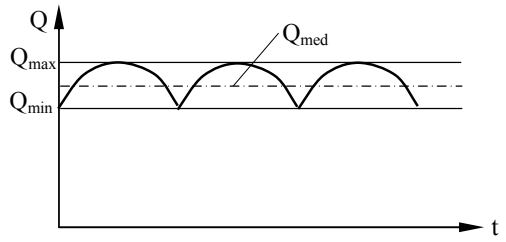


Fig. 5.4. Debitul unei pompe cu pistonaşe axiale

Pentru a aprecia uniformitatea debitului pompei, se calculează coeficientul de pulsaţie:

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q} \tag{5.3}$$

unde Q reprezintă debitul mediu.

5.4. Maşini cu pistonaşe radiale

Aceste tipuri de maşini folosesc mai multe pistonaşe radiale 2, montate într-un rotor comun 1, figura 5.5.

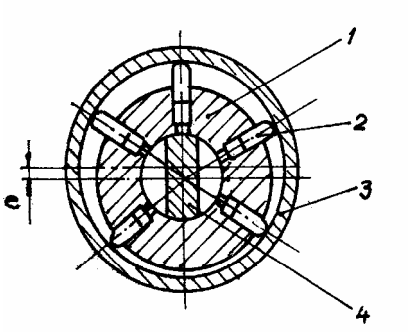


Fig. 5.5. Pompă cu pistonaşe radiale
1. rotor; 2. pistonaşe; 3. stator; 4. diafragmă.

Deplasarea radială a pistonaşelor este limitată de un stator 3, a cărui axă geometrică poate fi deplasată în raport cu axa rotorului, realizându-se excentricitatea într-o anumită limită.

Spaţiul din stânga cu volume crescătoare, este despărţit de cel cu volume descrescătoare prin diafragma 4 a axului central, în acest mod fiind create condiţiile pentru aspiraţie şi refulare.

Dacă se alimentează cu agent de lucru unul din racorduri, al doilea devenind de evacuare, maşina cu pistonaşe radiale funcţionează ca motor.

La o rotaţie, variaţia de volum util provocată de un piston de diametru D este:

$$V_p = \frac{\pi D^2}{4} 2e \tag{5.4}$$

Pentru maşina cu z pistonaşe şi turaţie n (rot/s), debitul mediu este:

$$Q = V_p z \cdot n = \frac{\pi D^2 e \cdot z \cdot n}{2} \tag{5.5}$$

Calculul coeficientului de pulsaţie pentru acest tip de maşină, ne arată că acesta scade vizibil pentru un număr crescut de pistonaşe, mai ales până la z = 9, iar pentru un număr impar de pistonaşe, coeficientul de pulsaţie este mult mai redus, în comparaţie cu maşinile cu număr par de pistonaşe.

5.5. Maşini cu palete culisante

Aceste maşini se pot construi în două variante: cu circulaţie interioară sau cu circulaţie exterioară, figura 5.6, b respectiv a.

Maşinile cu palete culisante sunt formate din statorul 1, palele culisante 2 şi rotorul 3. La pompele cu circulaţie interioară, există şi diafragma fixă 4 în axul rotorului.

Datorită excentricităţii statorului faţă de rotor, cavităţile de lucru dintre palete au volume crescătoare la unghiuri de rotaţie cuprinse între 0 şi π şi volume descrescătoare în spaţiu unghiular π şi 2π, în sensul de rotaţie.

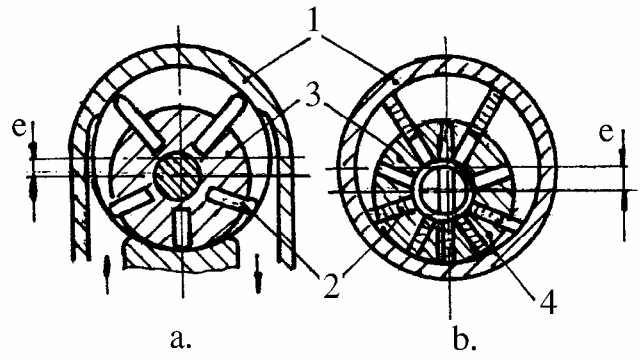


Fig. 5.6. Pompă cu palete culisante
a. cu circulaţie exterioară; b. cu circulaţie interioară
1. stator; 2. palete culisante; 3. rotor; 4. diafragmă.

În prima zonă se realizează depresiuni, această zonă fiind racordată la aspiraţie, iar zona cu volume descrescătoare realizează suprapresiuni şi este racordată la refulare.

La motorul hidrostatic cu palete culisante, introducerea şi evacuarea lichidului se poate realiza prin oricare dintre racorduri, funcţie de sensul de rotaţie dorit.

Considerând ρ poziţia pistonaşului la un moment dat (ρ ia valori între R-e şi R+e, unde R este raza statorului şi e excentricitatea), turaţia n (rot/min) şi B lăţimea palelor, debitul elementar se poate scrie:

$$\mathrm{d}Q = \omega \cdot \rho \cdot B \mathrm{d}\rho = 2\pi \cdot n \cdot B \cdot \rho \mathrm{d}\rho \tag{5.6}$$

iar debitul pompei este:

$$Q = \int_{R-e}^{R+e} 2\pi \cdot n \cdot B \cdot \rho \mathrm{d}\rho = 4\pi \cdot B \cdot R \cdot e \cdot n \tag{5.7}$$

5.6. Maşini cu roţi dinţate

Aceste tipuri de maşini au ca elemente active două sau mai multe roţi dinţate, la care golurile dintre dinţi, constituie cavităţi de lucru. Cele mai utilizate sunt pompele cu două roţi dinţate, cu angrenare exterioară şi dantură evolventică dreaptă şi sunt alcătuite din carcasa 1, capacele laterale şi roţile dinţate 2, figura 5.7.

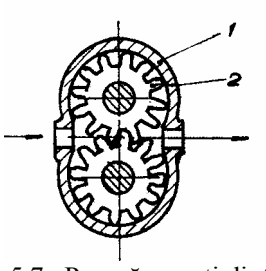


Fig. 5.7. Pompă cu roţi dinţate
1. roată dinţată; 2. carcasă

Pentru acest tip de pompă, calculul debitului şi coeficienţii de pulsaţie sunt calculaţi cu relaţiile:

$$Q = 2\pi \cdot m^2 b \cdot z \cdot n; \qquad \delta = \frac{\pi^2 m^2 \cos^2 \alpha}{d_e^2 - A^2} \tag{5.8}$$

unde am notat: m- modulul danturii, b - lăţimea dinţilor, z - numărul dinţilor, n - turaţia pompei, α - unghiul de angrenare, d_e - diametrul exterior al danturii, A - distanţa dintre axele roţilor.

Prima relaţie arată că debitul pompei variază cu pătratul modulului, motiv pentru care pompele cu roţi dinţate se execută cu modul mult mai mare decât pentru angrenajele obişnuite.

A doua relaţie ne arată că pentru obţinerea unor coeficienţi de pulsaţie cât mai mici, trebuie mărit unghiul de angrenare al danturii α, prin corijarea acesteia.

În cazul utilizării ca motor a maşinii cu roţi dinţate, turaţia acesteia se poate determina cu relaţia:

$$n_m = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot b}{2} d_e^2 - A^2 - \frac{\pi^2 m^2 \cos^2 \alpha}{3}} \tag{5.9}$$

5.7. Maşini hidrostatice liniare

Aceste tipuri de maşini au ca elemente active unul sau mai multe pistoane, care se deplasează în interiorul cilindrilor de lucru. În cazul pompelor cu piston, acționarea se realizează cu ajutorul motoarelor electrice, care antrenează diferite mecanisme, cum ar fi mecanismul bielă -manivelă sau cele cu excentric.

Motoarele hidrostatice liniare sunt formate din unul sau mai multe ansambluri cilindru - piston, cu simplu efect sau cu dublu efect. Ele transformă energia hidrostatică a agentului de lucru în energie mecanică, transmisă la tija pistonului, figura 5.8.

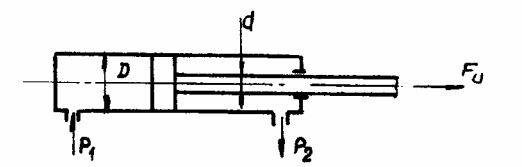


Fig. 5.8. Pompă cu piston

Pentru a determina forța utilă necesară F_u a pistonului, se exprimă ecuația de echilibru dinamic:

$$F_u = p_1 \frac{\pi D^2}{4} - p_2 \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) - \sum_{i=1}^{3} R_i \tag{5.10}$$

unde: $\sum_{i=1}^{3} R_i$ este suma forțelor rezistente şi cuprinde forța de frecare dintre piston şi cilindru, forțele de frecare dintre elementele de etanşare dinamică şi rezultanta forțelor de inerție a maselor în mişcare, m - masa ansamblului mobil piston-tijă deci putem scrie:

$$\sum_{i=1}^{3} \overline{R}_i = \overline{F}_{f_1} + \overline{F}_{f_2} + m \cdot \overline{a} \tag{5.11}$$

Din relația (14.54) rezultă presiunea de intrare în cilindru a lichidului de lucru:

$$p_1 = p_2 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right] + 4\left(F_u + \sum_{i=1}^{3} R_i\right) \frac{1}{\pi D^2} \tag{5.12}$$

Notând cu $\Delta p = \sum \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \zeta_i\right) \rho \frac{v^2}{2}$, suma pierderilor de presiune dintre pompa de alimentare şi motor, rezultă că presiunea de lucru creată de pompă este:

$$p = p_1 + \Delta p$$

unde λ_i este coeficientul pierderilor liniare de sarcină în conducte, care se exprimă cu relația:

$$\lambda_i = K\frac{\nu}{v_i d_i}$$

unde: K = 75 pentru conducte rigide şi K = 80 pentru conducte flexibile, l_i şi d_i sunt dimensiunile tronsonului de conductă, ν - viscozitatea cinematică a lichidului, ζ_i - suma coeficienților pierderilor locale de sarcină.

Pentru a calcula debitul necesar motorului putem exprima principiul conservării energiei prin egalarea puterilor la pompă şi motor. Notând cu s cursa pistonului şi cu t timpul de parcurgere a cursei, rezultă că viteza medie a pistonului este $v_m = \frac{s}{t}$, iar puterea utilă este $P_u = F_u \cdot v_m$.

Randamentul global al motorului hidrostatic este :

$$\eta = \frac{F_v v_m}{Qp_1} \tag{5.13}$$

de unde debitul pompei se poate exprima cu relația:

$$Q = \frac{F_u s}{\eta \cdot p_1 t} \tag{5.14}$$

5.8. Transmisii hidrodinamice

Transmisiile hidrodinamice sau turbotransmisiile, sunt maşini hidraulice care transformă energie mecanică de la arborele primar în energie hidraulică, iar aceasta din nou în energie mecanică, la arborele secundar.

Energia hidrodinamică intermediară este controlabilă, acest lucru asigurând o elasticitate deosebită şi posibilități mari de reglare, ceea ce constituie un avantaj față de transmisiile mecanice.

Transmisiile hidrodinamice cuprind:

- turboambreiaje sau turbocuple;
- turbotransformatoare sau convertizoare hidrodinamice de cuplu.

Turboambreiajele transmit un cuplu fără al modifica, iar turbotransformatoarele asigură un anumit raport de transmisie a cuplului. În ambele cazuri roata primară are rol funcțional de pompă, transmite energia printr-un aparat director (reactor) roții secundare cu rol funcțional de turbină.

Turbotransmisiile înlocuiesc ambreiajul mecanic sau uneori şi cutia de viteze, oferind ca avantaj capacitatea de preluare elastică a vârfurilor mari de sarcină. Sunt deosebit de eficace în tracțiuni de forță cum ar fi autobuze, camioane grele, locomotive, ventilatoare sau pompe foarte mari.

5.9. Turboambreiajele

Un ambreiaj hidrodinamic este format din rotorul pompei montat pe arborele motor, rotorul turbinei montat pe arborele condus şi o carcasă care are rolul principal de a etanşa lichidul de lucru, figura 5.9.

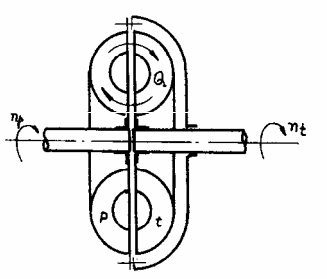


Fig. 5.9. Turboambreiaj

La majoritatea construcţiilor, carcasa face corp comun cu rotorul pompei. Ambele rotoare (p - pompă şi t - turbină), sunt prevăzute cu pale , care sunt de obicei amplasate radial, numărul acestora fiind diferit pentru a evita zgomotele şi rezonanţa. Umplerea cu lichid este parţială (sub 90 % din capacitate), pentru a permite dilatarea datorită încălzirii. În general se utilizează uleiuri minerale cu greutate specifică mare, viscozitate mică, punct de congelare mic, proprietăţi antispumante, stabilitate termică ş.a. În ultimul timp se mai utilizează şi lichide suntetice cu mare stabilitate a viscozităţii cu temperatura.

În general turboambreiajele sunt prevăzute cu semicarcase toroidale de dirijare, care reduc turbulenţa între rotoare şi măresc randamentul.

Lichidul are o mişcare generală de rotaţie având drept axă de rotaţie axa turboambreiajului şi o mişcare circulară în secţiunea torului. Circulaţia lichidului este posibilă numai dacă turaţiile celor două rotoare sunt diferite, adică apare o alunecare s între cele două rotoare:

$$s = \frac{\omega_p - \omega_t}{\omega_p} \cdot 100\% \qquad (5.15)$$

Dacă alunecarea este nulă, lichidul nu circulă între pompă şi turbină, iar cuplul transmis este nul. Pentru $\omega_t = 0$, (s = 100 %), debitul devine maxim şi momentul transmis în acest caz este de asemenea maxim.

Putem trage concluzia că ambreiajul hidraulic se adaptează automat condiţiilor de lucru. Există şi posibilitatea funcţionării inversate, când rotorul turbinei se roteşte mai repede decât cel al pompei. Acest caz corespunde regimului de frânare care se întâlneşte la automobilele echipate cu turboambreiaj, la coborârea pantelor.

În figura 4.10. am reprezentat schematic o porţiune dintr-un turboambreiaj şi analizând elementele cinematice observăm că $\overline{w}$ este perpendiculară pe viteza de transport $\overline{u}$, deci: $c_{2u} = u_2$ şi $c_{1u} = u_1$.

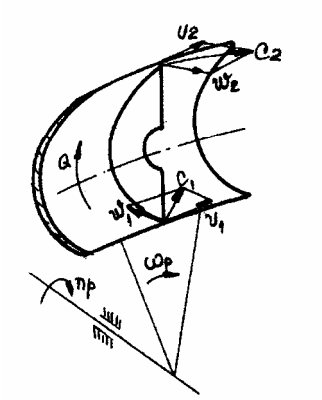


Fig. 5.10. Elemente cinematice pentru un turboambreiaj

Sarcina dezvoltată de pompă conform ecuației fundamentale a turbomaşinilor, este:

$$H_p = \frac{1}{g}\left(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}\right) = \frac{\omega_p}{g}\left(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}\right) = \frac{\omega_p^2}{g}\left(r_2^2 - r_1^2\right) \tag{5.16}$$

În mod analog, sarcina preluată de turbină, este:

$$H_t = \frac{\omega_t^2}{g}\left(r_2^2 - r_1^2\right) \tag{5.17}$$

Diferența acestor energii specifice, asigură circulația debitului Q între pompă şi turbină:

$$H_{circ} = H_p - H_t = \frac{\omega_p^2 - \omega_t^2}{g}\left(r_2^2 - r_1^2\right) \tag{5.18}$$

Analizând relația (5.18) constatăm că la mărirea turației turbinei, scade H_{circ}, deci corespunzător şi momentul transmis.

Expresiile momentelor la arborii pompei şi turbinei, sunt:

$$M_p = \frac{\gamma Q}{g}\left(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}\right); \quad M_t = \frac{\gamma Q}{g}\left(r_2 c_{2u}^l - r_1 c_{1u}^l\right) \tag{5.19}$$

unde $c_{2u} = c_{2u}^l$, $c_{1u} = c_{1u}^l$, deci $M_p = M_t$. Constatăm din nou că pentru $\omega_p = \omega_t$, $H_{circ} = 0$, $Q = 0$ momentul transmis turbinei este nul, $M_t = 0$. Randamentul turboambreiajului se determină raportând puterea la arborele turbinei, la puterea transmisă arborelui pompei:

$$\eta = \frac{P_t}{P_p} = \frac{M_t \omega_t}{M_p \omega_p} = \frac{\omega_t}{\omega_p} \tag{5.20}$$

sau:
$$\eta = 1 - \frac{s}{100} = 100 - s \ (\%) \tag{5.21}$$

La transmiterea puterii maxime, turboambreiajul trebuie astfel calculat, încât alunecarea să nu depăşească 3% (η = 0,97 - 0,98). La alunecări mai mari, randamentul scade, deoarece se schimbă unghiul vitezelor relative față de unghiul palei, apărând pierderi de sarcină.

Curbele caracteristice ale turboambreiajelor pun în evidență variația puterii transmise sau a momentului cuplului funcție de alunecare, de viteza de rotație sau de gradul de umplere.

Pentru a opune o rezistenţă mărită circulaţiei lichidului de lucru la mersul în gol şi la alunecări mari, la ieşirea din turbină se prevede un deflector.

Utilizarea turboambreiajelor are următoarele avantaje:

- asigurarea unei porniri line;
- eliminarea completă a şocurilor;
- cutia de viteze este permanent cuplată;
- conducerea relativ uşoară a maşinilor echipate cu astfel de cutii de viteze.

Dezavantajele turboambreiajelor constau în construcţia relativ complicată, în lipsa frânei de motor în poziţia oprit şi necesitatea utilizării unor lichide de lucru speciale.

5.10. Transformatoare hidraulice

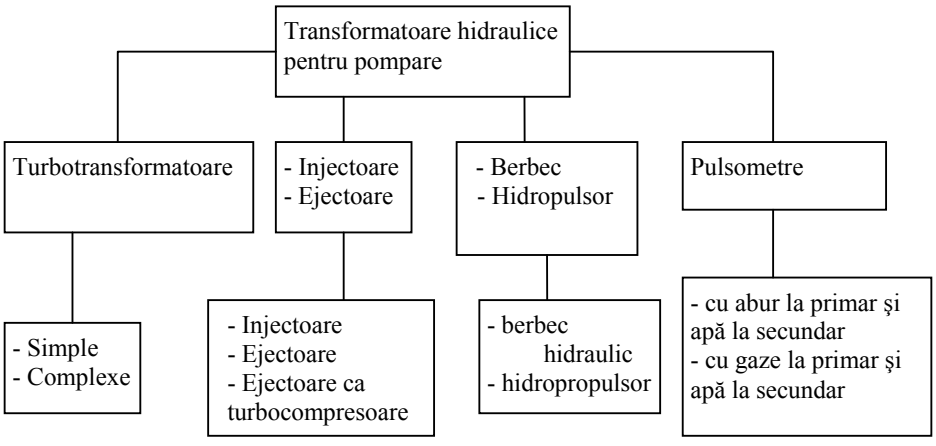
5.10.1. Definirea şi clasificarea transformatoarelor hidraulice

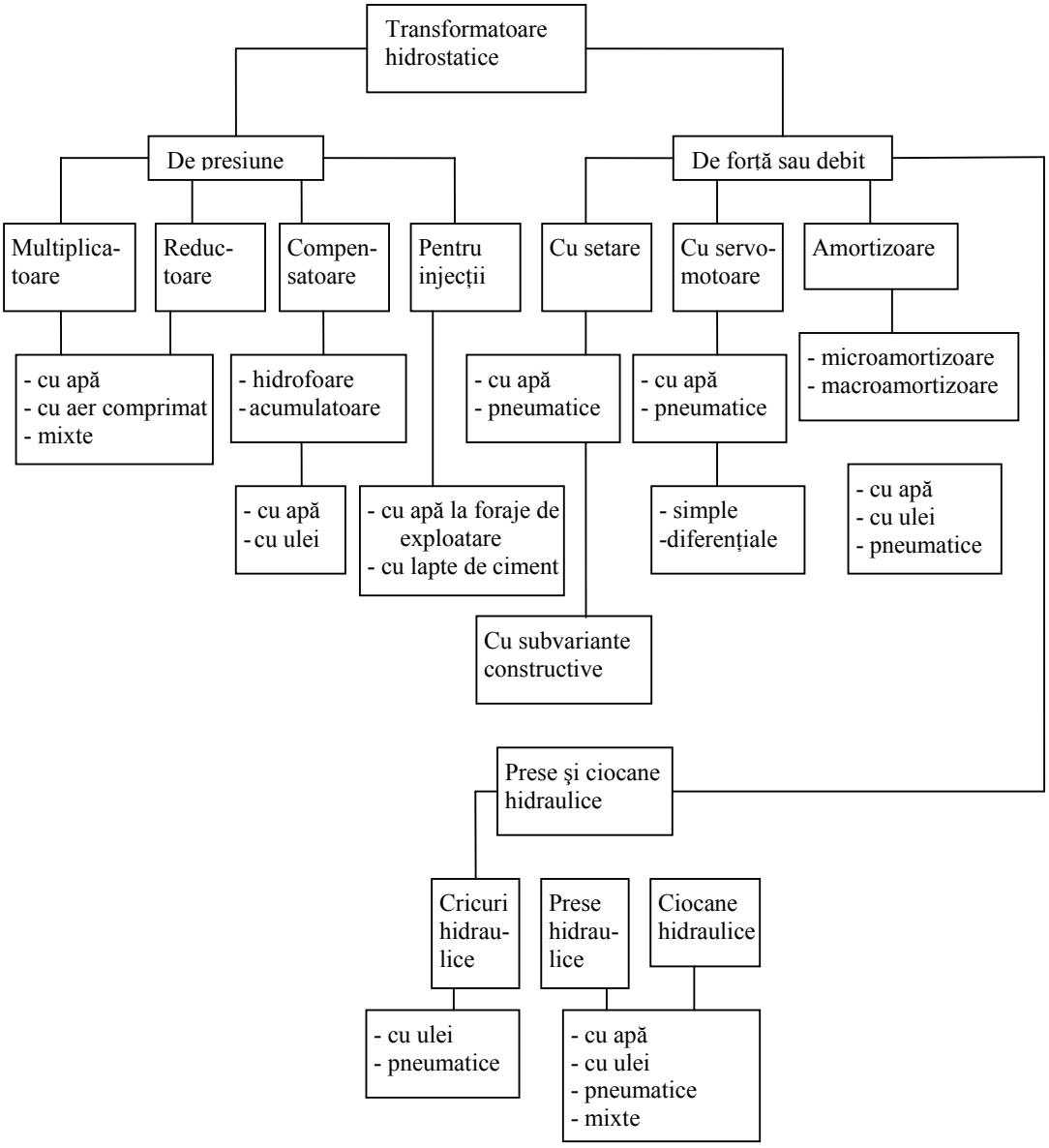
După principiul de funcţionare şi după transformarea energetică efectuată, maşinile hidraulice se împart în trei categorii distincte : *motoare hidraulice* (roţi hidraulice, motoare hidrostatice, turbine hidraulice), *generatoare hidraulice* (pompe) şi *transformatoare hidraulice.* Aceasta clasificare este analogă cu cea a maşinilor electrice.

Transformatoarele hidraulice sunt maşini care transformă o formă de energie sau mărime oarecare în aceeaşi formă de energie sau mărime, dar cu parametri diferiţi, prin intermediul energiei hidraulice.

Unele transformatoare hidraulice, ca cele hidroenergetice sau transmisiile hidraulice s-au dezvoltat mai recent, altele, ca transformatoarele hidrostatice, injectoarele, ejectoarele, hidropulsorul, berbecul hidraulic şi pulsometrele sunt maşini şi aparate mai vechi. În ultimul timp s-au dezvoltat şi maşinile hidraulice reversibile.

Cu privire la fluidul motor, unele transformatoare utilizează apa, altele ulei, aer comprimat sau abur la primar şi apă la secundar.





5.10.2.Transformatoare hidrostatice

În aceste maşini hidrostatice au loc diferite transformări de presiuni, forțe puteri sau debite, utilizând ca fluid apa, uleiul, aerul comprimat sau aburul.

La un transformator hidrostatic, distingem:

- *primarul* la care acționează presiunea p_1, forța F_1 sau puterea P_1;
- *secundarul* la care valorile presiunii, forței sau a puterii diferă fiind mai mici sau mai mari.

După cum este semnul > sau **<,** transformatorul este multiplicator sau reductor de presiune, forță, putere.

În ciclul transformării la primar şi la secundar se produc pierderi : hidraulice, mecanice şi volumice, primele fiind mult mai mici decât celelalte. Aceste pierderi duc la

randamentul global $\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$ unde indicii *h,* u, *m* arată natura randamentului: hidraulic, volumic, respectiv mecanic. În consecință:

$$p_2 = p_1 \frac{S_1}{S_2}\eta \qquad F_2 = F_1\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \eta$$

Unele transformatoare funcționează cu apa ca fluid motor, altele cu ulei, aer comprimat şi mai rar cu abur, după cum impun condițiile locale.

5.10.3. Transformatoare de presiune

În general în oricare domeniu al economiei, rețeaua de apă are presiunea p_1 unică, dar utilizările pretind şi alte presiuni $p_2, p_3, ..., p_n$. Când p_1 este maxim, celelalte se obțin :

- prin laminare cu vane, deci cu risipă energetică;
- prin disipare în regulatoare de presiune;
- prin transformare hidrostatică, fără risipă de energie ΔE , soluție economică, dacă investițiile suplimentare ΔI se răscumpără în $T_r = \dfrac{\Delta I}{p\Delta E + k\Delta I} < 10$ ani. S-a notat p lei /kWh şi $k \approx 0{,}04$ coeficientul cheltuielilor anuale.

În cazul invers, când $p_1 < p_2 < p_3, ..., < p_n$ ridicarea presiunii se face :

- printr-o stație de pompare suplimentară;
- fie prin transformator multiplicator de presiune.

Ținând seama de randamentul global al stației de pompare $\eta_{st} = \eta_L \cdot \eta_T \cdot \eta_m \cdot \eta_p \cdot \eta_h \approx 0{,}65$ mai mic decât randamentul transformatorului de presiune $\eta_{tr} \approx 0{,}85...0{,}9$ al, ultimul va fi în general mai economic. Indicii randamentelor au semnificația: *L* — linia electrică, *T*—transformator electric, *m*—electromotor, *p*—pompa,
h — hidraulic.

Transformatorul (fig. 5.11) poate efectua reducerea presiunii $p_2 < p_1$ sau multiplicarea ei $p_2 > p_1$ indiferent dacă se aplică la apă sau apă cu aer comprimat sau numai la aer comprimat.

La mersul înainte (spre stânga) pistonul primar *Pp*, cu $D_p > D_s$, primeşte apa în *B* la presiunea p_1 at prin *d-b* şi evacuează apa din A în stânga pistonului la presiunea $p_0 = 1$ at, prin conductele *a-c.* Astfel, la primar se produce o forță F_1, care se transmite de la *Pp* la *P* prin tija δ cu anumite pierderi mecanice şi hidraulice caracterizate prin randamentul global η . Forța care acționează spre stânga este :

$$F_1 = \frac{\pi}{4}\left[D_p^2(p_1 - p_0) - \delta^2 \cdot p_1\right]$$

Pistonul secundarului P_s , mişcat de forța $F_2 = \eta F_1$ spre stânga, aspiră apa la presiunea p_1 prin $g - f - D$ şi refulează apa prin *C* spre $c - h$ şi rezervorul de maree presiune $p_2 > p_1$, încât:

$$F_2 = \frac{\pi}{4}\left[D_s^2(p_2 - p_1) - \delta^2 \cdot p_2\right]$$

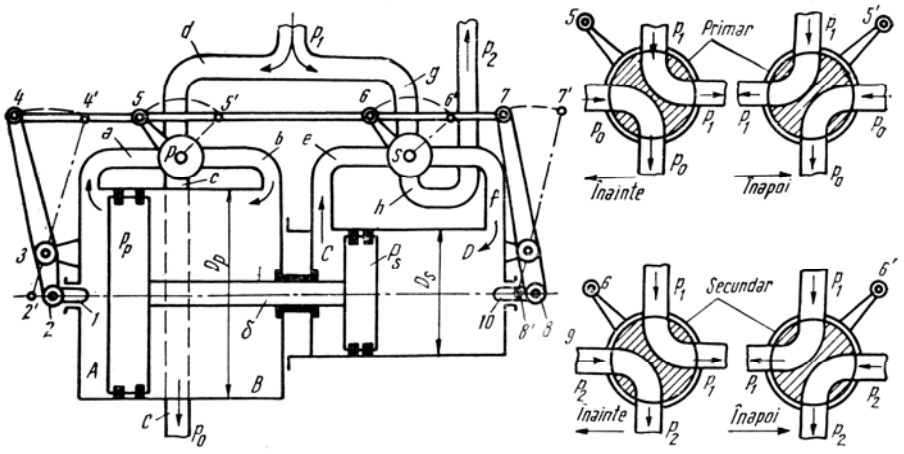


Fig. 5.11. Transformator hidrostatic de presiune

Din relația $F_2 = \eta F_1$ se determină presiunea p_2 şi raportul de multiplicare *m*:

$$p_2 = \frac{\eta D_p^2 (p_1 - p_0) + (D_s^2 - \eta\delta^2) p_1}{D_s^2 - \delta^2} \tag{5.22}$$

$$m = \frac{p_2}{p_1} = \frac{\eta D_p^2}{D_s^2 - \delta^2}\left(1 - \frac{p_0}{p_1}\right) + \frac{D_s^2 - \eta\delta^2}{D_s^2 - \delta^2} \tag{5.23}$$

Pentru a realiza mersul înainte, cepul primarului şi al secundarului trebuie să se găsească în poziția 5, respectiv 6. La sfârşitul cursei, *Pp* loveşte opritorul 1 împingând punctele 4,5,6,7 spre pozițiile 4',5',6',7' ți cepurile sunt răsucite automat cu 90°, astfel încât ciclul se inversează spre mersul spre dreapta. În mod analog se obține p_2' şi m' pentru mersul spre dreapta:

$$p_2' = p_1 + \frac{\eta D_p^2 (p_1 - p_0) + (D_s^2 - \eta\delta^2) p_1}{D_s^2 - \delta^2}$$

$$m' = \frac{p_2'}{p_1} = \frac{\eta D_p^2}{D_s^2}\left(1 - \frac{p_0}{p_1}\right) + \frac{\delta^2}{D_s^2}\left(1 - \eta\frac{p_0}{p_1}\right)$$

Aplicație: La p_0 = 1at, p_1 = 5at, D_p = 1 m, D_s = 0,5 m, $\delta = 0{,}2$ m şi η = 0,9, rezultă: $p_2 = 18{,}16$ at şi $p_2' = 18{,}16$ at.

5.10.4. Sertare şi servomotoare ca transformatoare hidrostatice de forță

Transformatorul hidrostatic de forță este constituit din primar şi secundar, iar ca fluid de lucru se poate utiliza uleiul sau apa. Pierderile hidraulice, volumice sau mecanice se exprimă prin randamentul global η, iar forța de la secundar F_2 poate fi multiplicată la orice valoare față de F_1 la primar. Problema inversă, de a reduce forța F_1

la F_2 nu se pune în cadrul sertarelor şi a servomotoarelor. Unele scheme de sertare simple, sertare cu releu sau combinate cu servomotoare se trasează la paragraful despre regulatoare.

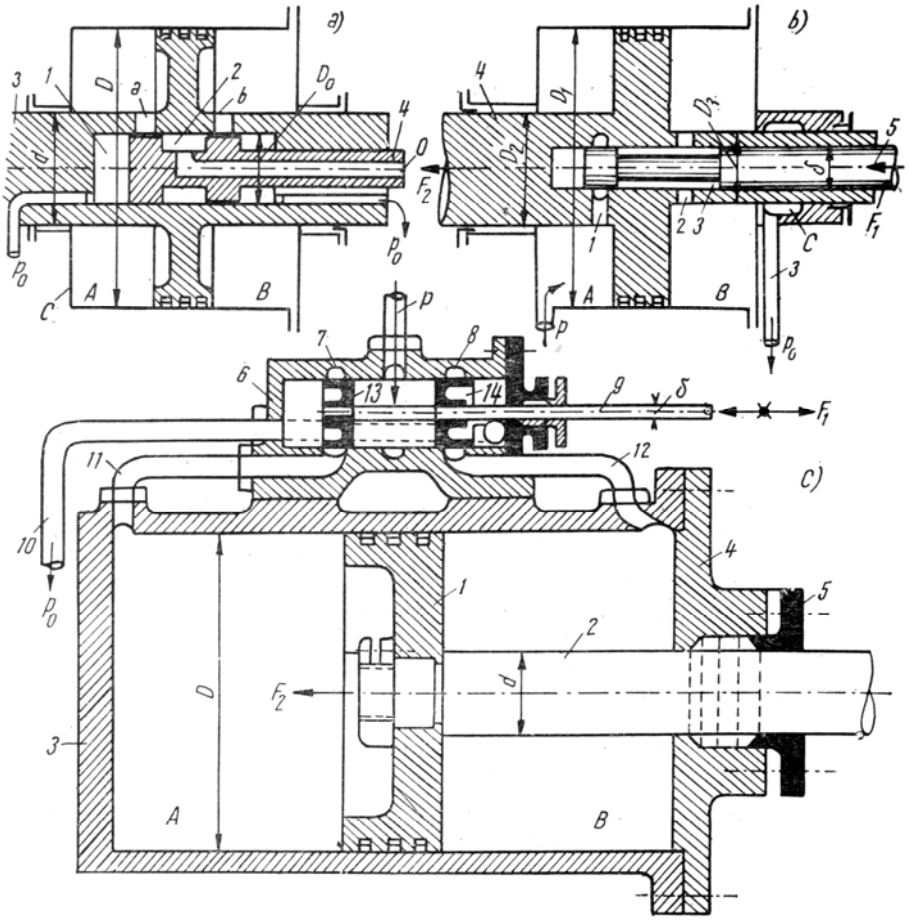


Fig. 5.12. Sertare de releu (a,b) şi servomotor hidraulic (c)

Sertarul cu releu schiţat în figura 5.12 a, funcţionează astfel: în cilindrul *C* se deplasează pistonul diferenţial cu diametrul $D > d$, efectuând o cursa s înainte şi înapoi. Acesta este secundarul transformatorului, care dezvolta forţa F_2 şi în golul central se deplasează pistonul releu D_0 ca primar, echilibrat hidrostatic, aşa că necesită forţa $F_1 = F_{r1}$ foarte mică necesară doar învingerii frecărilor. În poziţia din figură, ferestrele a-b sunt închise de pistonul primar D_0, aşa că secundarul nu lucrează. La deplasarea pistonului D_0 spre dreapta, se deschide *a* spre evacuarea p_0 din stânga. Totodată se deschide *b* spre 2, în care este menţinută permanent presiunea mare *p* (standardizata la 40, 60, 100 at) prin canalele centrale 0. Astfel spaţiul *A* va avea presiunea p_o, iar *B* presiunea $p >> p_0$ şi pistonul diferenţial primeşte forţa F_2 care acţionează spre stânga:

$$F_2 = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right)\left(p - p_0\right)\eta \tag{5.24}$$

La mişcarea inversă a releului primar D_0 se inversează rolul lui *a* şi *b*, anume se introduce presiunea mare în *A* şi p_0 în *B*, aşa că forţa F_2 va acţiona spre dreapta.

Prelungirea 3 a pistonului secundarului poate servi, în acest caz, ca presă hidraulică cu forța F_2, efectuând lucrul mecanic $F_2 \cdot s$, kgf m.

Schema sertarului cu releu din figura 5.12, b este o variantă a celei precedente şi se obține la mersul spre stinga F_2 respectiv spre dreapta F_2':

$$F_2 = \frac{\pi}{4}\left(D_2^2 - D_3^2\right)p\,\eta \tag{5.25}$$

$$F_2' = \frac{\pi}{4}\left(D_1^2 - D_2^2\right)(p - p_0)\eta \tag{5.26}$$

Diametrele D_1, D_2, D_3 pot fi calculate astfel încât să fie satisfăcute relațiile $F_2 = F_2'$, sau $F_2 > F_2'$ respectiv $F_2 < F_2'$.

Servomotorul cu sertar exterior (fig. 5.12, c) acționează principial la fel ca cele precedente şi este tipul întâlnit cel mai frecvent în hidromecanica, în automatizări şi telecomenzi. Pistonul servomotor *1* cu tija *2* şi cilindrul *3* constituie secundarul, iar sertarul *9, 13, 14* cu carcasa *6* reprezintă primarul transformatorului hidrostatic. Când conductele *11* şi *12* sunt închise de discurile sertarului *13, 14,* secundarul nu se deplasează (poziția reprezentată în fig. 5.12, c).

La mişcarea spre dreapta a sertarului *13* se obține:

$$F_2 = \frac{\pi}{4}\eta_2\left(D^2 - d^2\right)(p - p_0) \tag{5.27}$$

La mişcarea spre stânga a sertarului *13* în spațiul A se realizează presiunea $p >> p_0$, iar *14* pune în legătură *B-12-10* cu p_0, aşa că pistonul secundarului se deplasează spre dreapta (semnul negativ) :

$$F_2' = -\frac{\pi}{4}\eta_2 D^2(p - p_0) \tag{5.28}$$

Forța necesară primarului, F_1 este foarte mică, deoarece are de învins frecările sertarului F_{r1} şi diferența de forță hidrostatica între diametrul sertarelor *I3-14* şi δ al tijei, şi anume :

$$F_1 = F_{r1} + \frac{\pi}{4}p\delta^2 = \frac{\pi}{4}\frac{p}{\eta_1}\delta^2$$

Raportul m de multiplicare al forței poate fi realizat de orice mărime, prin alegerea corespunzătoare a diametrelor D, d şi δ :

$$m = \frac{F_2}{F_1} = \frac{\left(D^2 - d^2\right)(p - p_0)}{\delta^2 p}\eta_1\eta_2 = \frac{D^2 - d^2}{\delta^2}\left(1 - \frac{p_0}{p}\right)\eta \tag{5.29}$$

$$m' = \frac{F_2'}{F_1} = \frac{D^2(p - p_0)}{\delta^2 p}\eta_1\eta_2 = \frac{D^2}{\delta^2}\left(1 - \frac{p_0}{p}\right)\eta \tag{5.30}$$

5.10.5. Prese mici, cricuri şi acumulatoare hidraulice.

În numeroase ramuri ale industriei, în transporturi, în construcții şi în agricultură se utilizează prese mici şi cricuri hidraulice, până la circa 10 tf. Acestea servesc şi în hidroenergetică; în acest scop se descriu doua tipuri, figura 5.13.

Presa manuală (fig. 5.13, a) constă din cilindrul secundarului, cu pistonul având diametrele D, δ şi suportul de presare unde se realizează forța F, respectiv din cilindrul primarului, cu pistonul d, supapele *1, 2* şi manivela cu brațele *a*, *b,* acționată de forța

$f \approx 40\,kgf$. Scriind momentul forţelor în raport cu articulaţia 0, rezultă o relaţie între *f*, d, *p,* considerând randamentul mecanic al primarului $\eta_m = 0{,}95$:

$$fb\eta_m = \frac{\pi}{4} d^2 pa$$

de unde: $$p = \frac{4fb\eta_m}{\pi d^2 a}$$

Forţa la secundar *F* şi raportul de multiplicare *m* au expresiile :

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 p \eta'_m \eta_h = \frac{4fb\eta_m}{\pi d^2 a} \frac{\pi}{4} D^2 \eta'_m \eta_h = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \frac{b}{a} f\eta \qquad 5.31)$$

iar raportul de multiplicare este:

$$m = \frac{F}{f} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \frac{b}{a}\eta \qquad (5.32)$$

unde η'_m este randamentul mecanic al pistonului mare, iar randamentul global $\eta = \eta_m \cdot \eta'_m \cdot \eta_h \approx 0{,}86$. Se observă ca multiplicarea forţei creşte o dată cu creşterea raporturilor *D/d* şi *b/a.* Cunoscând viteza pistonului primar v_f şi mărimile *D, d, b, a* se poate determina viteza v_D a pistonului de diametrul D, egalând puterea de la primar cu cea de la secundar, ţinând seama de randamentul global η:

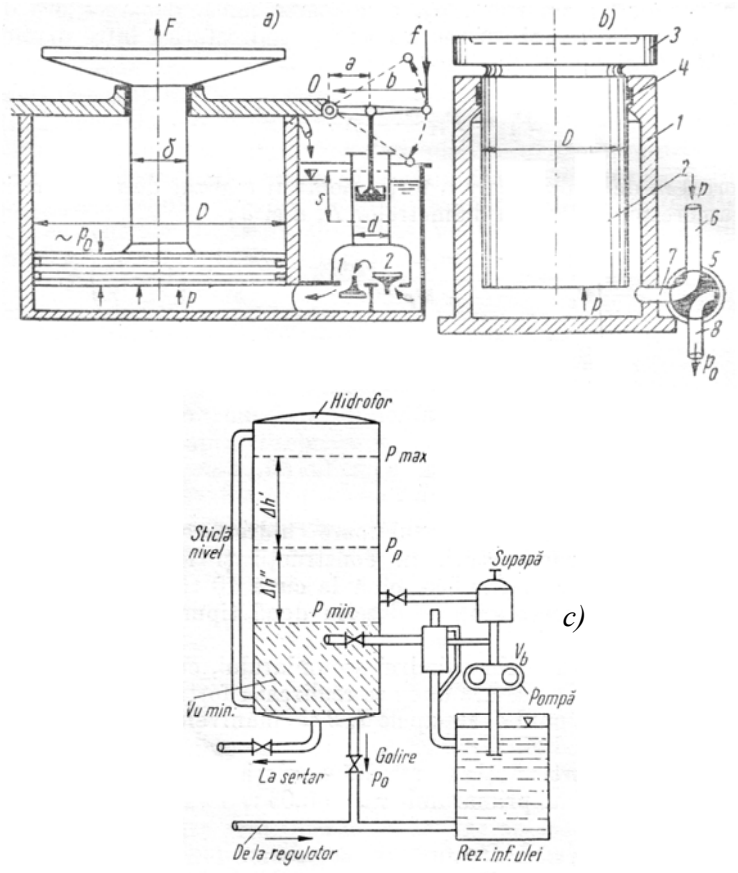


Fig. 5.13. Prese hidraulice

a) presă hidraulică manuală; b) cric hidraulic; c) hidrofor

$$f \cdot v_f \cdot \eta = F \cdot v_D \text{ şi } v_D = v_f \left(\frac{D}{d}\right)^2 \frac{a}{b} \qquad ()$$

Cricul hidraulic, are ca sertar un cep, care prin 6 primeşte ulei sub presiune cu $p >> p_0$, iar prin 8 se face legătura la presiunea p_0. În cilindrul 1 pistonul 2 de diametru *D* ridică suportul 3: Cu 4 s-a notat sistemul de ghidare şi de etanşare. În poziția din figură, cepul introduce presiunea mare prin 6-7 sub *D* şi îl ridică cu forța:

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 p \eta .$$

Răsucind cepul cu 90°, în sensul acelor de ceas, 7-8 evacuează lichidul de lucru şi pistonul 2 coboară lent sau rapid în funcție de dimensiunile conductelor 6 şi 8 şi canalele cepului. O pompă aspiră de la 8, îl comprimă la presiunea p şi îl reintroduce în conducta 6.

Acumulatorul hidraulic sau hidroforul este un rezervor care conține ulei sub presiune , iar în partea superioară un volum mediu V_a de aer comprimat, aşa cum se arată în figura 5.13.c.

Dacă presiunea *p* variază între p_{min} şi p_{max}, volumul V_a ocupat de aer va fi cuprins în limitele V_a' şi V_a''. Considerând procesul politropic cu *n* = 1,15 rezultă:

$$V_a' = V_a \left(\frac{p}{p'}\right)^{\frac{1}{n}} \qquad V_a'' = V_a \left(\frac{p}{p''}\right)^{\frac{1}{n}} \tag{5.33}$$

Notând cu V_u volumul mediu de ulei se deduce:

$$V_a = \frac{V_u}{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}} - 1} \tag{5.34}$$

5.11. Transformatoare hidraulice de pompare

În cadrul acestui paragraf se tratează tipurile principale de transformatoare de pompare : turbotransformatorul simplu şi complex, injectoarele, ejectoarele, berbecul hidraulic, hidropulsorul şi pulsometrele.

Turbotransformatorul simplu primeşte la primar energia hidraulica E_{h1} şi produce la secundar energia E_{h2}. Efectul este pomparea apei, însă maşina nu este pompă, deoarece nu necesită putere mecanică la primar.

Turbotransformatorul simplu este analogul transformatorului electric dacă asimilăm debitul *Q* cu intensitatea *I* şi căderea *H* cu tensiunea electrică *U.*

Turbotransformatorul complex efectuează mai multe transformări, dintre care una este cea a turbotransformatorului simplu.

Injectoarele şi ejectoarele se bazează pe acelaşi principiu de funcționare ca şi turbotransformatoarele, insă au construcții fără organe în mişcare. Injectorul poate funcționa atât la primar, cât şi la secundar, cu apa, sau la primar cu abur şi la secundar cu apă.

Transformatoarele tratate în 5.11, au acelaşi principiu de funcționare cu particularitățile respective. Ele au ca efect pomparea şi alegerea lor este în concurență cu cea a electropompelor. Utilitatea înlocuirii pompelor prin transformatoare este o problemă de comparare tehnico-economică.

În anumite condiţii locale, transformatoarele hidraulice sunt mai economice decât pompele *(T_r* < lO ani). În cazurile când T_r > 10 ani ele nu sunt aşa de economice ca electro sau motopompele.

5.11.1. Turbotransformatorul simplu

Ideea şi primele realizări de turbotransformatoare hidraulice de pompare se atribuie prof. Lavacek F. [3], care a încercat modelele schiţate în figura 5.14, *b, c.*

Astfel mode1u1 (din fig. 5.14, *b) se* compune dintr-un rotor de turbină diagonală *1* şi un rotor de pompă diagonală *2.* De la căderea de apă primară se face admisia prin 3, care distribuia debitul Q_t prin turbină şi debitul Q_p< Q_t prin pompă. Evacuarea din turbină se face prin aspiratorul *4,* iar refularea din pompă prin statorul *5* spre rezervorul superior, H_p reprezentând înălţimea de refulare la secundar.

Mode1u1 din figura 5.14, c cuprinde un rotor Francis rapid *1,* cu o pompă centrifugă *2,* pe un arbore comun 3, cu lagărele *4-5,* cu statorul turbinei *6* şi cu carcasa spirală a pompei *7.*

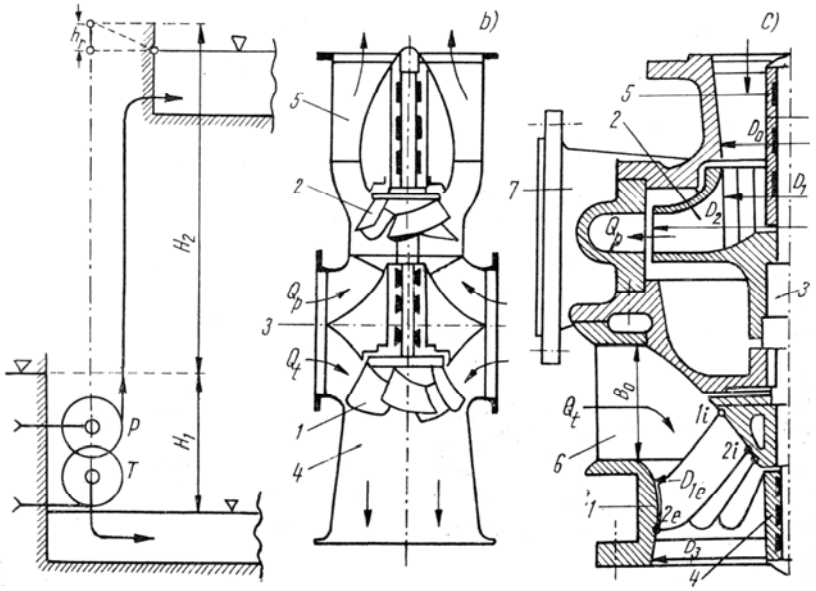


Fig. 5.14. Turbotransformatoare simple cu rotoare radial-axiale

În tara noastră s-a încercat modelul turbotransformatorului (fig. 5.15) cu rotorul elicoidal ca primar *1* şi cu rotorul pompei ca secundar *2.* Admisia ambelor debite $Q_1 + Q_2$ se face prin grătarele *10,* batardoul *11* şi statorul comun *3.*

Turbotransformatorul cu rotor de turbină diagonală şi pompă centrifugă, de tip fuselat hidrodinamic are rotorul primar 1 şi secundar 2 aşezate pe arborele comun 4 şi lagărul 3. Antestatorul 6 al primarului şi 7 al secundarului susţin lagărul şi bulbul faţă de cazanul 8 în care apa este admisă prin 9.

Turbotransformatorul cu rotoare axiale, fig.5.16 b, are rotoarele 1 şi 2 concentrice, primarul 1 monoetajat, secundarul 2 bietajat, cu pale rotorice 2-2' în serie şi are aparatele directoare 3-4-5 cu statorul 6. Carcasa de refulare 7 comunică prin vana 8 cu conductele de refulare 9, iar evacuarea din primar se realizează prin aspiratorul 10. Agregatele sunt instalate în sala maşinilor 11, la piciorul barajului 12, care creează căderea primară $H_1 = H_t$

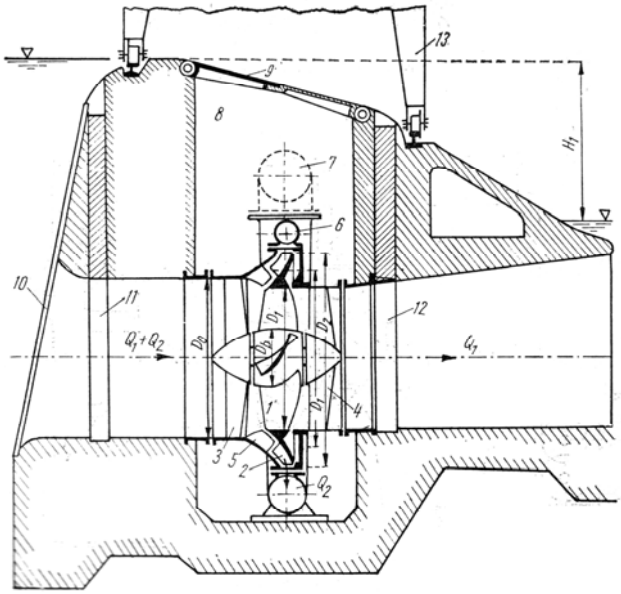


Fig.5.15. Turbotransformator cu turbină axială şi pompă centrifugă

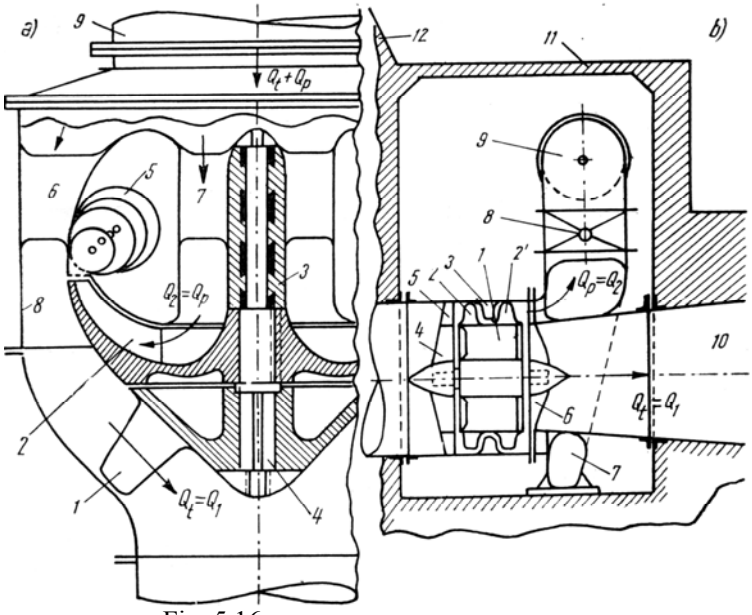


Fig. 5.16.

a) Turbotransformator cu rotor de turbină diagonală şi pompă centrifugă
b) Turbotransformator cu rotoare axiale

Transformatorul de mare putere din figura 5.17 a, este orizontal în centrală tip cavernă. Primarul constă din rotorul 1, aparatul director 2, statorul fix 3, carcasa spirală din beton 4,sistemul de lagăre 6 şi lagărul 7. secundarul 8 aspiră apa prin conducta 9, care poate fi închisă prin supapa 10, iar refularea se face prin vană spre colectorul de ieşire 11. Când debitul afluent este mai mare decât cel instalat în agregate, $Q > Q_i$, diferenţa deversează peste 15.

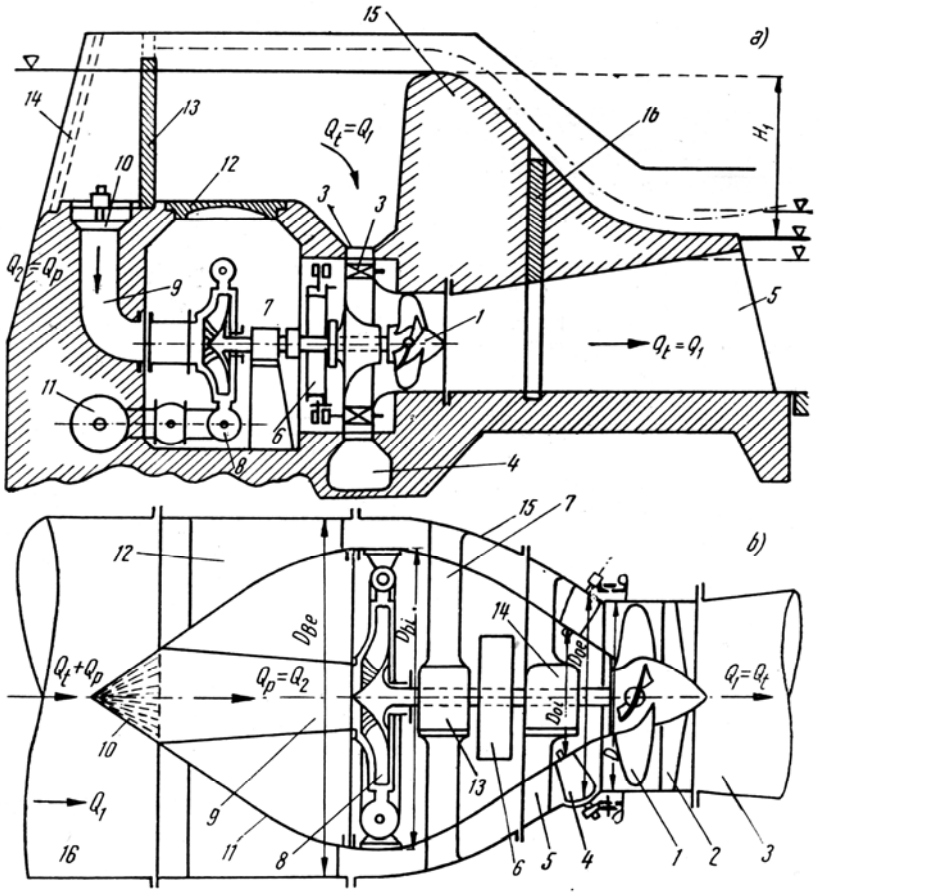


Fig. 5.17
a) transformator de mare putere
b) transformator bulb

Transformatorul bulb are primarul format din rotorul de tip Kaplan 1, poststatorul cu pale 2, aspiratorul 3, aparatul director reglabil 4, antestatorul 5 şi multiplicatorul planetar de turație 6 de la turația n_1 a primarului la $n_2 = i \cdot n_1$ al secundarului, cu raportul $i = 2 \div 4$ şi lagărul 14.

Secundarul este format din lagărul 13, cu aripile radiale 7, pompa 8, aspiratorul 9 şi grătarul conic 10.

Bulbul 11 cuprinde toate dispozitivele interioare şi are forma fuzelată hidrodinamic, fiind sprijinit prin aripi radiale 12 pe carcasa exterioară 15.

5.12. Injectoare şi ejectoare

Aceste transformatoare hidraulice sunt aparate care servesc pentru pompare, când fluidul la primar şi secundar este apa şi pentru alimentarea cu apă a cazanelor, în care caz la primar se introduce abur şi la secundar rezultă apa la presiunea mare a acestora. Se folosesc ejectoare numai cu apă sau cu apă şi gaze, ca pompe de vid şi ca termocompresoare.

5.12.1. Injectorul hidraulic şi injectorul hidropneumatic.

Pentru a utiliza injectorul este necesară o energie hidraulică naturală, data de căderea primara h_1, care dispune de debitul Q_1 m^3/s. Schema cea mai simplă (fig. 5.18,

a) constă din trei căderi : h_1 - primară, asigurată prin rezervorul R_1; h_3 - secundară, din rezervorul R_3; h_2 - înălțimea dintre rezervorul inferior R_2 şi axa injectorului.

Pentru calcul ne servim de mai multe ecuații din hidraulică şi hidroenergetică, ținând seama de notațiile din figura 5.18, *a.* În rezervoare, viteza c_0 fiind mică, energia cinetică respectivă se poate neglija $\frac{c_0^2}{2g}=0$. Aplicând ecuația lui Bernoulli între diferite puncte caracteristice ale curgerii rezultă :

$$\begin{aligned}
\frac{p_0}{\gamma}+h_1&=\frac{p_1}{\gamma}+\frac{c_1^2}{2g}+h_{r1}\\
\frac{p_0}{\gamma}-h_2&=\frac{p_2}{\gamma}+\frac{c_2^2}{2g}+h_{r2}\\
\frac{p_0}{\gamma}+h_3&=\frac{p_3}{\gamma}+\frac{c_3^2}{2g}+h_{r3}
\end{aligned}\qquad (5.35)$$

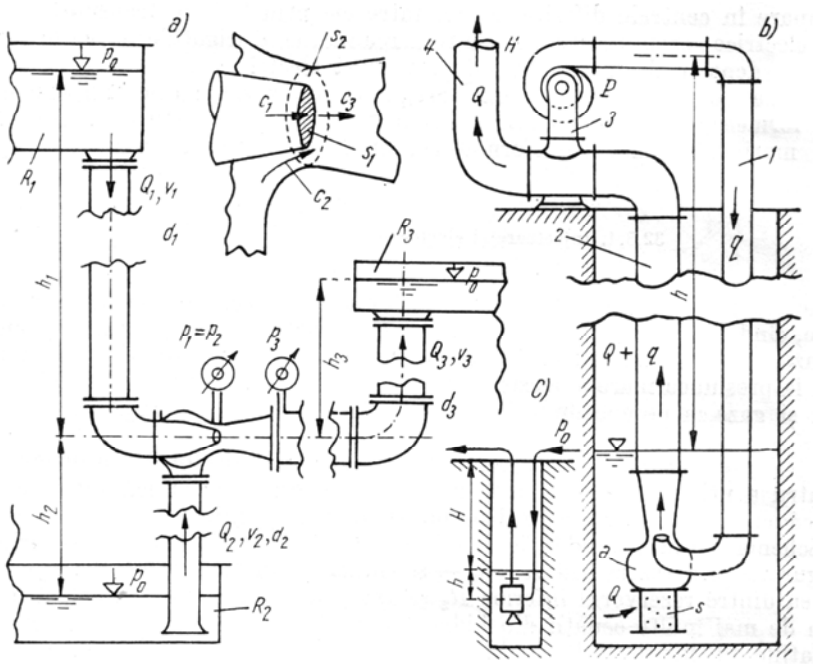


Fig. 5.18. Injectoare şi ejectoare

a) injector cu apă; b) ejector cu apă; c) ejector hidropneumatic

Aplicând ecuația de continuitate la scurgere prin orificii cu s_1 şi s_2 şi conducte cu d_1, d_2, d_3 se obțin relațiile:

$$Q_1=s_1c_1 \quad Q_2=s_2c_2 \quad Q_1=\frac{\pi}{4}d_1^2v_1$$

$$Q_2=\frac{\pi}{4}d_2^2v_2 \quad Q_3=\frac{\pi}{4}d_3^2v_3 \quad Q_3=Q_1+Q_2 \qquad (5.36)$$

Balanța energetică duce la relația:

$$Q_1(h_1-h_{r1})=Q_2(h_2+h_{r2})+Q_3(h_3+h_{r3}) \qquad (5.37)$$

Pierderile de sarcină au următoarele expresii:

$$h_{r1} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \qquad h_{r2} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \qquad h_{r3} = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \cdot \frac{v_3^2}{2g} \tag{5.38}$$

unde $\lambda_1 = \lambda + \frac{d_1}{l_1}\zeta$ cuprinde şi pierderile de sarcină locale; analog pentru λ_2 şi λ_3.

Se consideră următoarele condiţii: $p_1 = p_2$ în orificiile de amestecare, s_1, s_2 şi $\frac{p_0}{\gamma} = 10{,}33 - \frac{A}{900}$, A fiind altitudinea.

Numărul ecuaţiilor este la jumătatea numărului de necunoscute (30). Pentru necunoscutele care nu pot fi determinate din aceste ecuaţii se mai cunosc 13 mărimi rezultate din dispoziţia geometrică a instalaţiei, adică: l_1, l_2, l_3, $h1$, h_2, h_3 şi Q_2, apoi coeficienţii pierderilor hidraulice liniare $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$, care se aleg în funţie de regimul de curgere şi de starea fizică a conductei şi diametrele d_1, d_2, d_3, calculate din consideraţii economice după formule de tipul: $d_1 = K \frac{Q_1^{\frac{3}{7}}}{h_1^{\frac{1}{7}}}$

Astfel rămân două mărimi, şi anume secţiunile orificiului de amestecare s_1 şi s_2, ale căror valori trebuie admise prin analogie cu cele ale unor injectoare construite.

Nu s-a menţionat randamentul global η, care este determinat prin calculul pierderilor h_{r1}, h_{r2}, h_{r3} cuprinse în enumerarea precedentă. Pentru a exprima direct randamentul poate fi scrisă încă o relaţie energetica globala sub forma :

$$Q_1(h_1 - h_2)$$

Acest randament nu poate depăşi 0,60 la cele mai mari injectoare, proiectate în condiţii hidrodinamice optime.

Injectorul cu abur la primar şi apă la secundar nu diferă ca schemă principială de cel hidraulic. La calcul, diferenţa constă în faptul că la primar se înlocuieşte puterea primară a apei $\gamma Q_1 H_1$ prin $427\gamma_a Q_a i_a$, în care indicele *a* se referă la abur, iar i_a kcal/kgf este entalpia aburului şi 427 kgf m/kcal reprezintă echivalentul mecanic al caloriei. Acest tip de injector se utilizează la alimentarea cazanelor de capacitate mică şi mijlocie, la presiuni mari fiind necesare injectoare polietajate.

5.12.2. Ejectorul hidraulic (fig. 5.18, *b)*. Acest tip, numit şi elevator hidraulic, înlocuieşte o electropompă submersibilă în puţuri adânci, printr-un ejector scufundat în apa din puţ şi o pompă de ocolire *P* (by-pass), instalată aerian. Pompa *P* refulează debitul *q (*m^3 /s) sub presiunea *p* (at) suficient de mare, prin conducta *1* spre amestecătorul *a* al ejectorului.

Vidul creat în *(a)* aspira prin sorbul *(s)* debitul *Q* din puţ, din mine adânci sau din gropile de fundaţie. Debitul *Q* + *q* urcă prin conducta *2* până la ramificaţia spre pompă, iar de acolo, prin 4, spre rezervorul superior situat la cota *H* (m) peste nivelul din puţ. Prin conducta *S* se închide circuitul pompei cu debitul *q*. Balanţa energetică permite calculul mărimilor necesare *q,* respectiv *p* în at:

$$10\,pq\eta = QH + qh - q(h - h_{ra})$$

$$q = \frac{QH}{10\eta h + h_{ra}} = \frac{0{,}1QH}{\eta h + 0{,}1 \cdot h_{ra}} \quad \frac{m^3}{s} \tag{5.39}$$

Puterea pompei se calculează pentru presiunea p (at) şi randamentul $\eta = \eta_p \eta_m = 0{,}76$:

$$P = 9{,}81 \frac{10pq}{\eta_p \eta_m} = 13pq \tag{5.40}$$

şi are acelaşi ordin de mărime ca electropompa clasică, în schimb ejectorul prezintă avantajul că în locul unei electropompe tip puţ, foarte scumpă, se utilizează o electropompa P de tip aerian, standardizată, deci mult mai ieftină.

5.12.3. Ejector hidropneumatic (fig. 5.18, c). Acest tip de transformator utilizează la primar energia aerului comprimat şi produce la secundar pomparea apei. Este utilizat la pomparea de ape tulburi, cu nămol şi la denisiparea puţurilor sau drenurilor. De la instalaţia de aer comprimat (indicele a), se introduce p_a în amestecătorul emulsiei de aer cu apă (indicele e). Emulsia urcă la înălţimea H după principiul vaselor comunicante :

$$\gamma_e (H + h) = \gamma h \text{ sau } \frac{H}{h} = \frac{\gamma}{\gamma_e} - 1$$

$$\gamma_e (Q + Q_a) = \gamma Q + \gamma_a Q_a = \gamma \left(Q + \frac{\gamma_a}{\gamma} Q_a \right) \cong \gamma Q$$

$$\frac{\gamma}{\gamma_e} = \frac{Q + Q_a}{Q} = 1 + \frac{Q_a}{Q}$$

$$\frac{H}{h} = \frac{Q_a}{Q} \eta \text{ cu } \eta = 0{,}40 \div 0{,}50$$

5.12.4. Ejectorul cu diferite fluide (fig. 5.19, a, *b)*. Există diferite tipuri de ejectoare, dintre care unele cu abur la primar şi aer sau gaze la secundar (fig. 32-13) sau apă la primar şi gaze la secundar (fig. 5.19, *b).*Un astfel de ejector serveşte ca *pompă de vid*, având la primar abur cu p_1, γ_1, iar la secundar aer cu p_2, γ_2, sau ca *ejector de gaze* cu apă la primar p_1, γ_1, evacuind gaze arse la secundar cu $p_2, \gamma 2$.

Pentru 1 kgf gaze, lucrul mecanic izoterm exprimat în metri coloană apă (mca) are expresia:

$$h_1 = RT \ln \frac{p_3}{p_2} = 68T \lg \frac{p_3}{p_2}$$

Căderea hidraulica primară H (m) este H = 10 *(*p_1*—*p_2*),* cu p în at. Căderea recuperată în difuzor este $h = 10(p_3 - p_2)$

Notând cu $G_1 = \gamma_1 Q_1$ kgf/s debitul de apă în greutate şi G_2 de gaze ejectate rezultă coeficientul de ejecţie:

$$\varepsilon = \frac{G_2}{G_1} = 0{,}6 \frac{H - h}{h + h_1}$$

şi diametrele:

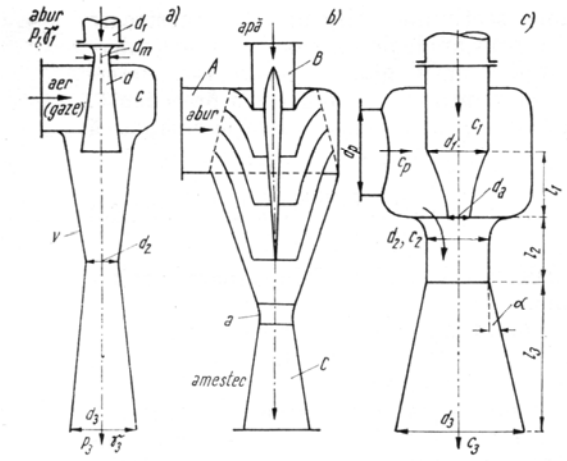


Fig. 5.19. Ejectoare
a), b) - ejectoare cu abur; c) - termocompresor

$$d_2 = 258\frac{\left[G_1\left(0{,}001+\frac{E}{\gamma_2}\right)\right]^{\frac{1}{2}}}{\left(h+h_1\right)^{\frac{1}{4}}} \qquad d_3 = (2\div 3)d_2$$

5.12.5. Ejectorul cu abur utilizat ca termocompresor (fig. 5.19,c). În general, presiunea p_t a aburului necesar termoficării nu corespunde presiunii prizelor p_p a turbinelor cu aburi din *CET*.

Când $p_t < p_p$, se poate reduce presiunea prin laminare, ceea ce duce la o risipă energetică. La termoficările importante se utilizează transformatorul numit termocompresor de presiune (fig. 5.19, c) cu pierderi energetice mai mici decât laminarea.

Când $p_t > p_p$ alimentarea rețelei de termoficare se poate face numai prin termocompresorul amplificator de presiune.

În primul caz, în schema 5.19, c, aburul proaspăt cu parametrii p_1 (at), i_1 (kcal/kgf) şi G_1 (kgf/s) intră prin conducta d_1 şi ajutajul d_a. Aburul de la priză cu parametrii p_p, i_p, G_p este introdus lateral spre amestecător, iar la secundar, la ieşirea din difuzorul d_3, se obține aburul având parametrii necesari termoficării p_t i_t, Gt.

Notând cu e - coeficientul de ejecție, k coeficientul diferențelor de entalpii şi cu i_{ap} - entalpia apei necesare umezirii aburului, se obține economia de debit de abur ΔQ:

$$\Delta Q = \frac{\varepsilon}{1+ke}\left(\frac{i_p - i_{ap}}{i_1 - i_{ap}} - k\right)100\%$$

unde :

$$\varepsilon = \frac{Q_p}{Q_1}; \qquad k = \frac{i_t - i_p}{i_1 - i_t} = 0{,}30 \div 0{,}70$$

Când $p_t < p_p$ se introduce la d_1 abur de la prima priză având presiunea p_p, iar lateral abur de la priza cu $p_j < p_t << p_p$, realiz\nd la difuzor presiunea necesara p_t.

5.13. Berbecul hidraulic şi hidropulsorul

Aceste transformatoare funcţionează cu apă atât la primar (indice *1),* cât şi la secundar. Scriind egalitatea puterilor rezultă :

$$Q_1 H_1 \eta = Q_2 H_2 \qquad Q_2 = Q_1 \eta \frac{H_1}{H_2}$$

5.13.1. Berbecul hidraulic. Schema (fig. 5.20, a) constă din conducta de alimentare *1* de la căderea de apă primară cu Q_1, H_1, v_1, d_1 conducta de evacuare *3,* cea de refulare 2, cu Q_2, H_2, v_2, d_2, hidroforul cu aer sub presiune *4,* ventilul de reglare a aerului *5* şi supapele s_1, s_2.

Prin tema de proiectare se cunosc: Q_1, H_1, L_1, v_1 şi se calculează Q_2, H_2 la refulare. Funcţionarea se bazează pe oscilaţiile sonice (lovituri de berbec, întreţinute). Notând cu $a \cong 1300 \div 1400 \ \frac{m}{s}$ celeritatea, d_1 - diametrul, s_1 - grosimea peretelui conductei primare, T_r - timpul de reflexie al undei de presiune şi T_i - timpul de închidere al supapei s_1, se calculează succesiv:

$$a = \frac{9900}{47{,}6 + 0{,}4\frac{d_1}{s_1}} \ \frac{m}{s} \quad T_r = \frac{2L_1}{a} s$$

$$H_2 = H_1 + k\Delta H \ \text{ cu } \ k \geq 0{,}9$$

$$\Delta H = \frac{a v_1}{g} \cdot \frac{T_r}{T_i} = \frac{2 L_1 v_1}{g T_i} \qquad H_2 = H_1 + 0{,}184 \frac{L_1 v_1}{T_i}$$

$$Q_2 = Q_1 \eta \frac{H_1}{H_2} \frac{Q_1 \eta}{1 + 0{,}184 \frac{L_1 v_1}{T_i H_1}} \ \frac{m^3}{s}$$

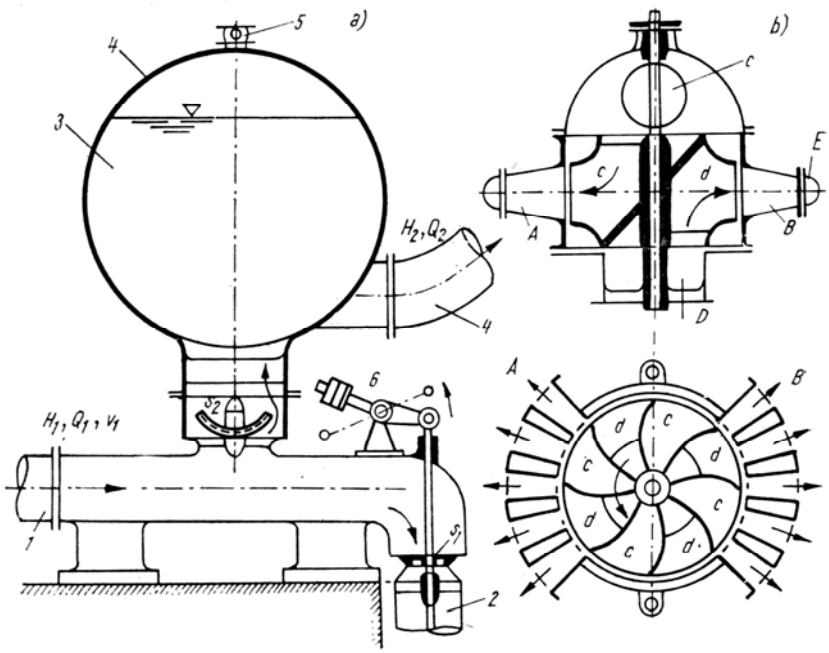


Fig. 5.20. a) berbec hidraulic; b) hidropulsor

Randamentul global η nu poate depăşi valoarea 0,60 la cele mai reuşite construcţii. În schimb costul transformatorului este mai mic decât al unei electropompe, iar la cheltuielile anuale nu mai intră şi costul energiei electrice consumate.

5.13.2. Hidropulsorul (fig. 5.20, *b)* poate funcţiona în două regimuri, după cum se schimbă circuitele H_1, H_2. Funcţionând ca berbec hidraulic rotativ, primeşte Q_1, H_1 din C, refulează Q_2 şi H_2 prin *AB* şi carcasa *E,* evacuând debitul $Q_1 - Q_2$ spre aval, în *D.* Supapele berbecului sunt înlocuite în hidropulsor prin celulele succesive c—*d* şi în autorotaţie, iar calculul este identic cu cel al berbecului hidraulic.

Ca injector funcţionează inversând circuitele, şi anume fluidul primar cu Q_1 şi $H_1 > H_2$ se introduce prin *E - A - B,* aspiraţia debitului Q_2 cu H_2 se face la *D* şi refularea debitului $Q_3 = Q_1 + Q_2$ spre $H_3 < H_1$ prin conducta *C.* Calculul se efectuează la fel ca la injector.

5.13.3. Pulsometre hidropneumatice

5.13.3.1. Pulsometrul cu abur are doi cilindri A—B (fig. 5.20, a) introduşi sub nivelul aval şi alimentat cu abur va evacua apa din mine, puţuri, etc. Apa intră prin supapa 1, apoi alternativ prin 2 spre B şi prin 3 spre A. Refularea se face prin supapele 4—5 spre conducta 9 şi spre rezervorul superior.

Primarul constă în admisia aburului prin vana 7 şi supapa sferică 6, care distribuie automat aburul când în A, când în B.

Puterea la primar P1 a aburului şi P2 a apei, exprimate în kgfm/s, dau transformarea energetică:

$$P_1 = \gamma_1 Q_1 \left(427 i_1 + \frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{c_1^2}{2g} \right)$$

$$P_2 = \gamma_2 Q_2 H_2 = \eta P_1$$

$$H_2 = \eta \frac{\gamma_1 Q_1}{\gamma_2 Q_2} \left(427 i_1 + \frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{c_1^2}{2g} \right)$$

Presiunea necesară a aburului este $p_1 = \gamma H + \Delta p$ (mca) şi se calculează după tabela 5-1, în care la diferite H_2 se arată Δp necesar şi Δt° - creşterea temperaturii apei.

Consumul de abur este în medie de 70 kgf abur/ kWh, din care poate fi dedus randamentul η;. Pulsometrul este economic numai dacă în amplasament există cazane de abur pentru alte utilizări.

Tabelul 5.1. Caracteristicile pulsometrului fii abur din figura 32-15, a

H_2 *m*	10	20	30	40	50
Δp at	0,5	1,0	2,0	3,0	4,5
Δt °C	2,0	3,5	5,0	6,2	' 7,2

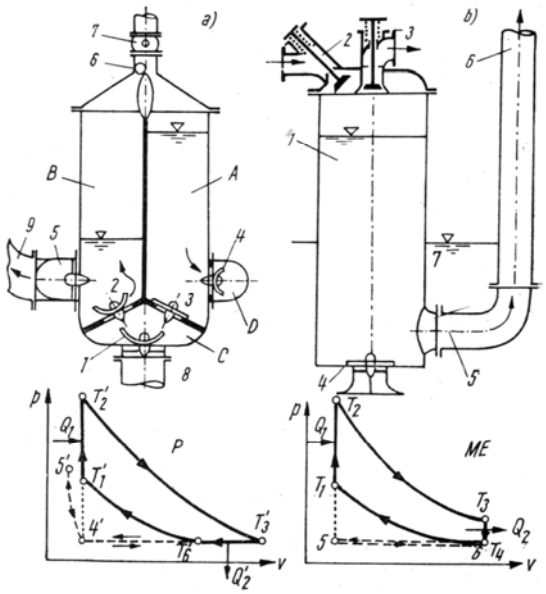


Fig. 5.21. Pulsometre
a) cu abur; b) cu gaze la primar şi apă la secundar

5.13.3.2. Pulsometrul cu gaze (fig. 5.21, *b)*. Similar funcţionează pulsometrul care transformă energia dată de explozia gazelor la primar, folosind supapele 2 - 3, cilindrul *1* şi secundarul care aspiră apa prin supapa *4* şi o refulează prin conducta 5 spre rezervorul superior.

Ciclul termic indicat în figura 5.21 ca diagrama *p-v* pentru pulsometrul *P* trata funcţionarea în 4 timpi cu punctele *1'-2'-3-4'-5'-6'*. La intrare transferul de căldură $C_1^{'}$ kcal/s se face la volum constant (explozie), iar $C_2^{'}$ la evacuare la presiune constantă, încât rezultă relaţiile :

$$C_1^{'} = G_s^{'} \cdot c_v\left(T_2^{'} - T_1^{'}\right) \qquad C_2^{'} = G_s^{'} \cdot c_p\left(T_3^{'} - T_6^{'}\right)$$

$$\eta \frac{C_1^{'} - C_2^{'}}{C_1^{'}} = 1 - \frac{C_2^{'}}{C_1^{'}} = 1 - \frac{c_p}{c_v} \frac{T_3^{'} - T_6^{'}}{T_2^{'} - T_1^{'}}$$

unde c_p şi c_v sunt căldurile specifice la presiune constantă, respectiv la volum constant. La *motorul cu explozie* se obţin relaţiile (cu $T_4 = T_6$):

$$C_1 = G_s c_v\left(T_2 - T_1\right) \qquad C_2 = G_s c_v\left(T_3 - T_4\right)$$

$$\eta = 1 - \frac{C_2}{C_1} = 1 - \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1}$$

Cu toate ca $c_p > c_v$, căderile de temperatură $T_3' - T_6' << T_3 - T_4$ fac ca $\eta' > \eta$, deci pulsometrul este mai economic comparativ cu motorul cu explozie.

5.14. Turbotransformatoarele

Comparativ cu turboambreiajele, turbotransformatoarele transmit momentul în anumite limite, în funcţie de rezistenţa arborelui turbinei. Constructiv, turbotransformatoarele prezintă între rotorul pompei şi rotorul turbinei un aparat director, numit şi reactor, figura 5.11.

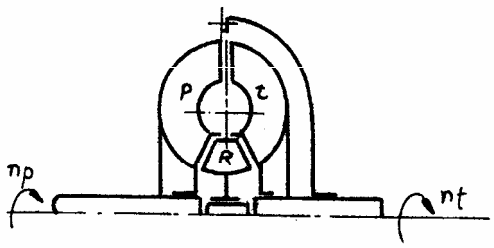


Fig. 5.11. Turbotransformator

În sensul circulaţiei fluidului, aparatul director poate fi amplasat la intrarea în turbină sau la intrarea în rotorul pompei, soluţii echivalente din punct de vedere hidraulic.

Gradul de transformare al momentului este caracterizat prin coeficientul de transformare K:

$$K = \frac{M_t}{M_p} \tag{5.22}$$

care se mai numeşte şi raport de transmitere dinamic. Putem defini şi un raport de transmisie cinematic:

$$i = \frac{n_p}{n_t} = \frac{\omega_p}{\omega_t} \tag{5.23}$$

definit de raportul turaţiilor sau al vitezelor unghiulare.

Ţinând seama de cele două rapoarte de transmitere, randamentul transformatorului hidrodinamic se poate determina cu relaţia:

$$\eta = \frac{P_t}{P_p} = \frac{M_t \omega_t}{M_p \omega_p} = \frac{K}{i} \tag{5.24}$$

Turbo-transformatoarele sunt maşini reversibile, însă dacă la turbo-ambreiaje, din cauza simetriei transmiterea inversă a momentului se putea realiza fără dificultate, la turbo-transformatoare se întâmpină dificultăţi mari din cauza profilării palelor, atât pentru rotoare cât şi pentru reactor.

Capitolul 6. Echipamente hidromecanice ale conductelor

6.1. Definirea şi clasificarea echipamentelor conductelor sub presiune

La stăvilare şi baraje, panourile de închidere, respectiv de reglare a debitelor, a nivelelor, a descărcătoarelor de suprafață şi de fund sunt definite ca „stavi1e". Acestea sunt expuse acțiunii apei frontal, deci au etanşări fie pe întregul perimetru (stavile de fund, stavile duble), fie numai pe prag şi pe fețele laterale.

Spre deosebire de stavile, echipamentele de închidere şi reglare ale debitului conductelor de aducțiune, de derivație, ale conductelor forțate şi galeriilor sub presiune nu mai sunt frontale, ci intercalate în conducte şi galerii. În consecință, aceste echipamente au secțiunea de scurgere circulară, sunt solicitate la presiuni mari şi etanşate pe perimetrul circular. După funcțiile pe care le îndeplinesc şi formele constructive, echipamentele conductelor şi galeriilor sunt de diferite tipuri, dintre care ele utilizate mai frecvent în amenajările hidroenergetice se clasifică în două grupe :

- ventile de trecere, de ocolire, de siguranță, ventuze de aerisire, clapete de siguranță, clapete împotriva întoarcerii scurgerii, cepuri şi diferite supape; - vane plane, vane-pană, vane cu lentile duble, vane-fluture de diferite tipuri, vane sferice, vane cilindrice sau conice.

În cadrul proiectării, construcției şi exploatării acestor echipamente se utilizează uneori denumirea comună de vane pentru toate tipurile de stavile şi de vane propriu-zise, ceea ce nu este rațional, ținând seama de funcțiile şi formele constructive diferite.

Din punctul de vedere al modului de acționare, vanele, ventilele, analog stavilelor, se pot împărți în trei grupe :

Grupa acționărilor cu comandă directă şi locală, caracterizate prin :

- acționare manuală, la echipamente cu gabarite mici;
- acționare electromecanică, cu organul de demultiplicare de diferite tipuri, la echipamente cu gabarite mari;
- acționare prin servomotoare hidromecanice, manevrate local, la vanele cu dimensiuni mari şi foarte mari.

Grupa acționărilor prin telecomenzi de la distanță, caracterizate prin acționări:

- electromecanice, completând cele expuse precedent cu relee şi instalații de telecomandă;
- hidromecanice, cu servomotoare, sertare şi gospodării de ulei, telecomandate hidraulic, pneumatic sau prin relee şi instalații de comanda electrice sau electronice;
- acționări cu telecomenzi mixte electrohidraulice.

Grupa acționărilor automate este caracterizată prin închiderea sau deschiderea automata a vanelor şi ventilelor, datorită impulsurilor presiunii apei sau a loviturilor de berbec, respectiv a vidului exagerat. Se deosebesc următoarele categorii :

- acționări automate gravitaționale, bazate pe momentul de închidere dat de o greutate sau contragreutate, numai la închidere, fiind apoi efectuată deschiderea lentă, la comanda manuala, după trecerea fenomenului care a provocat închiderea;
- acționări automate hidromecanice prin relee de presiune sau de vid, combinate cu servomotoare hidraulice;
- acționări automate electrice sau electromecanice, la impulsul de închidere sau deschidere dat de relee de presiune, de debit sau de viteza apei;

- acţionări automate în gospodăria de ulei a vanelor mari, a regulatoarelor hidromecanice de orice fel, în casa vanelor la baraje, la prize, la castelul de echilibru, în faţa turbinelor.

Se utilizează numeroase moduri de acţionare a vanelor şi ventilelor, care se aleg în funcţie de condiţiile de funcţionare impuse de exploatare.

6.2. Ventile, clapete, cepuri

Ventilele sunt organe de închidere şi reglare a debitului fluidelor (lichide şi gaze de orice fel) la care organul de închidere, supapa, are o mişcare ortogonala faţă de orificiul de scurgere. În ventil, direcţia de curgere a apei se modifică cu un unghi de 60...90°, revenind după ventil paralelă cu axa conductei. Ventilele se utilizează în mod curent la conducte de diametru redus $D < 0{,}5$ m. Variantele simplificate ale ventilelor pentru instalaţii sanitare sunt robinetele sau supapele mici, care nu fac obiectul acestui curs.

6.2.1. Ventil de trecere

Schema principală a unui ventil de trecere (fig. 36-1,a) cuprinde următoarele elemente: *1* - carcasa, *2* - pereţii despărţitori înclinaţi cu 45° faţă de axa conductei, *3*- supapa tip disc (una din variante), *4* - supapa conică sau fuzelata hidrodinamic, 5 - tija de acţionare filetată şi 6 - capac cu piuliţă şi presetupă. Alte variante constructive sunt descrise în manualele de instalaţii sanitare, respectiv organe de maşini. Notând cu d diametrul orificiului şi cu h cursa supapei-disc, din egalarea ariei secţiunilor de trecere a apei rezulta :

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \pi d h \qquad h = \frac{d}{4}$$

respectiv la supapa conică :

$$b = \frac{1}{4}\frac{d^2}{d_m}$$

6.2.2. Ventil de ocolire şi1 ventil sincron

Ventilul de ocolire, numit şi by-pass, ca orice ventil are cursa ortogonală la orificiul de evacuare (fig. 36-1,6) şi funcţionează ca descărcător sau ca ocolire a unui circuit hidraulic, la gospodării de ulei, la ocolirea vanelor mari etc. Ventilul sincron cu schema asemănătoare are rolul descărcării debitului din carcasa spirală a turbinelor cu reacţiune, la scăderea bruscă a sarcinii electrice, pentru a se limita lovitura de berbec în conducte. Din punct de vedere funcţional ventilul sincron este un regulator de presiune al turbinelor, a cărui declanşare este provocată de regulatorul de turaţie şi putere.

cel mai simplu ventil sincron are schema din figura 36-1,6 în care s-au notat: *1*- carcasa, racordată la spirala turbinei; *2* - secţiunea de evacuare a apei spre canalul de fugă; *3* - *4* - ventilul diferenţial cu diametrul de sus d_1, de jos $d_2 < d_1$; *5* - cilindrul în care se ridică 4; *6* - capacul; *7* - presetupa; *8* - resort comprimat; *9* şi *10* - conducte legate la circuitul având presiunea $p_1 = \gamma H$ de la intrarea *1*.

La regim de funcţionare normal, forţa totală pe ventil F trebuie să aibă direcţia în jos (socotită negativă).

$$F = \frac{\pi}{4}\left[-d_1^2 p_1 + \left(d_1^2 - d_2^2\right)p_1 + d_2^2 p_2\right] - R - G < 0$$

$$F = \frac{\pi}{4} d_2^2 \left(p_2 - p_1\right) - R - G < 0$$

unde: p_1 reprezintă presiunea din carcasa spirală, $p_2 > p_0$ sau $p_2 < p_0$ (presiunea atmosferică), R - forța în resortul comprimat normal şi G - greutatea pieselor mobile (ventil, ax, jiglor, tija).

La descărcarea sarcinii electrice, regulatorul de turație şi putere, intrând în acțiune, va declanşa simultan ridicarea tijei *t* şi a jiglorului *j*. Astfel se evacuează parte din apă în *A* spre *B,* unde domină presiunea mică $p_2 \approx p_0$. Pe fața superioară a ventilului dinspre *A* acționează presiunea $p_A < p_1$, aproximativ $p_A \approx \frac{1}{2}\left(p_1 + p_2\right)$). În acelaşi timp sub *4* rămâne presiunea mare p_1 şi resortul comprimat suplimentar datorită

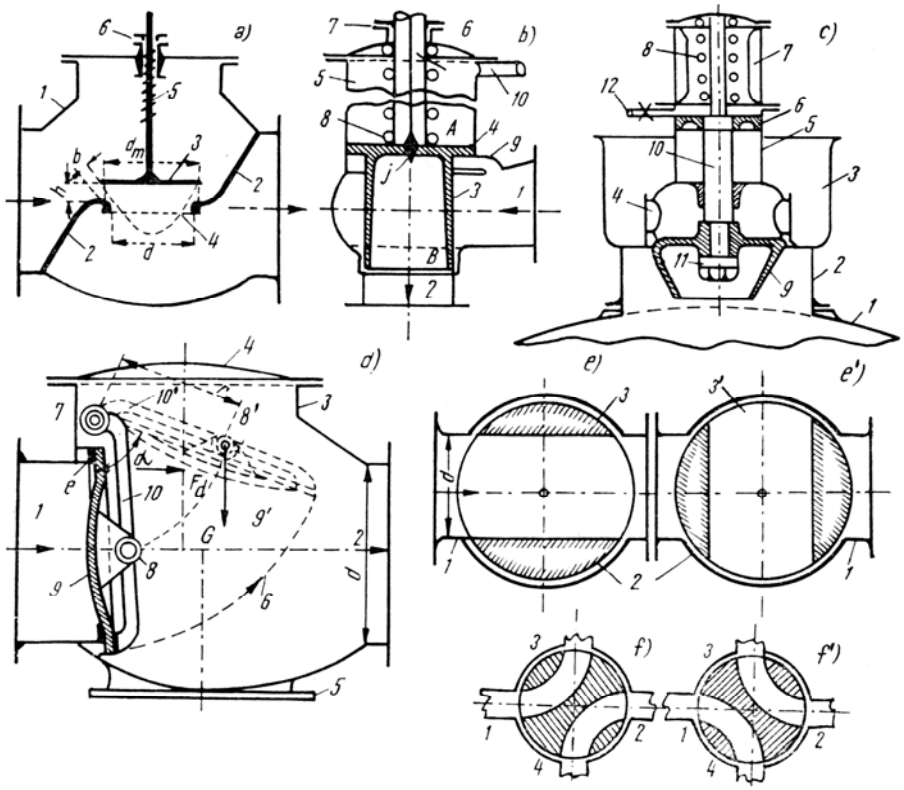


Fig. 6.1. Tipuri de ventile

a. *ventil de trecere*: 1 - carcasa; 2 – pereți despărțitori; 3 – supapă tip disc; 4 – scaunul supapei; 5 – tijă de acționare; 6 – capac cu piuliță şi presetupă

b. *ventil de ocolire (by-pass, ventil sincron):* 1 – intrare; 2 – ieşire; 3 – 4 – ventil diferențial; 5 – cilindru; 6 – capacul; 7 – presetupă; 8 – resort; 9 – 10 –conducte;

c. *ventil de aerisire (ventuză):* 1- conductă; 2 - 3 – corp; 4 – orificii pentru aspirarea şi evacuarea aerului; 5 – cilindru; 6 – pistonul amortizorului hidraulic; 7 – suport; 8 – arc; 9 – ventil; 10 – tijă; dispozitiv de fixare; 11 – conducte;

d. *clapetă de siguranță*: 1 – intrare; 2 – ieşire; 3 – 6 –corpuri; 4 – capac; 5 – batiu; 7 – articulația brațului 10; 8. articulația; 9. disc de închidere; 10. braț;

e. *cep simplu*; f. *cep dublu.*

Ridicării ventilului va da forţa $R' > R$.

Forţa pe ventil, în noua situaţie F' , trebuie să fie dirijată în sus, deci pozitivă:

$$F = -\frac{\pi}{4} d_1^2 p_A + \frac{\pi}{4}\left(d_1^2 - d_2^2\right)p_1 + \frac{\pi}{4} d_2^2 p_2 - R' - G > 0 \qquad (6.1)$$

$$F' = \frac{\pi}{4} d_1^2 \left(\frac{p_1 - p_2}{2} \right) - d_2^2 \left(p_1 - p_2\right) - R' - G > 0 \qquad (6.2)$$

Din relaţiile 6.1, şi 6.2 rezultă raportul diametrelor $\frac{d_1}{d_2}$. Se va ţine seama că prin orificiul de diametrul d_1 trebuie să se scurgă debitul maxim care trece prin turbină:

$$Q = \mu \frac{\pi}{4} d_2^2 \sqrt{2g \frac{p_1 - p_2}{\gamma}} \cong 2{,}6 d_2^2 \sqrt{H}$$

Cu aceste relaţii se poate dimensiona ventilul şi resortul.

6.2.3. Ventil de aerisire (ventuza)

În punctele de pe traseul conductelor sau al galeriilor sub presiune, în care la anumite regimuri vitezele cresc peste o limită critică v_v, presiunea va scădea la $p_v < p_0$, sub presiunea atmosferică. Formarea unor asemenea zone de vid trebuie evitate, existând pericolul cavitaţiei. Totodată, la umplerea unei conducte forţate trebuie evacuat aerul care se adună în părţile superioare şi apoi, când conducta este plină, se vor închide automat dispozitivele de aerisire.

Aceste funcţiuni le îndeplinesc ventilele de aerisire numite şi ventuze automate. Una din variantele posibile de ventuze este prezentată în figura 6.1.c. în care s-au notat cu : 1 - conducta; 2,3 - corpul ventuzei; 4 - găuri pentru aspirarea, respectiv evacuarea aerului; 5 - cilindrul; 6 - pistonul amortizorului hidraulic; 7 - suportul superior, cu resortul comprimat 8, 9, 10, 11 - ventilul, tija şi dispozitivul de fixare; 12 - ţeava servind pentru coborârea ventilului la comanda manuală.

Pe ventilul care închide orificiul circular d, în poziţia închis, acţionează forţa hidrostatica F_h, dirijată în sus.

Resortul comprimat la poziţia închis a ventuzei acţionează cu forţa R în jos, la fel ca greutatea G a ventilului şi tijei, aşa că forţa totală F trebuie să fie pozitivă, dirijată în sus pentru a ţine ventilul închis etanş:

$$F = F_h - R_0 - G = \frac{\pi}{4} d^2 p - k z_0 - G > 0 \qquad (6.2)$$

Când presiunea de sub ventil scade sub presiunea atmosferică, $p' < p_0$, ventilul trebuie să se deschidă automat cu Δz (în jos) şi rezultanta F' trebuie să fie negativă, ca ventilul să se deschidă automat :

$$F' = \frac{\pi}{4} d^2 p' - k\left(z_0 + \Delta z\right) - G - k_r \frac{\Delta z}{\Delta t} < 0 \qquad (6.3)$$

Aici s-au utilizat notaţiile : $k = \frac{R}{z_0}$ - constanta resortului şi $k_r \frac{\Delta z}{\Delta t}$ - forţa rezistenţelor hidraulice şi de frecare la coborârea lentă a ventilului. Mai trebuie scrisă ecuaţia de continuitate la mişcările aerului prin orificiul ventilului deschis cu Δz :

$$Q = \pi d \Delta z v_a \text{ cu } v_a \cong 50 \ \ m/s \text{ (aer).} \qquad (6.4)$$

Din relaţiile (6.2), (6.3) şi (6.4) se determină trei necunoscute : *d,* Δz şi k, iar celelalte mărimi sunt date prin tema de proiectare. Pentru că mişcarea ventilului să fie amortizată, fără şocuri, este prevăzut amortizorul cataract 6*,* care mai poate servi şi la deschiderea voluntară a ventilului. În acest scop, prin robinetul ţevii 12 se introduce apa sub presiune din conducta în spaţiul de deasupra pistonului 6*,* care coboară ventilul.

6.2.4. Clapeta de siguranta şi clapeta împotriva întoarcerii scurgerii

În anumite conducte forţate, mai ales pe cele de refulare a pompelor, nu este admisibilă reîntoarcerea curentului. La fel în circuitele gospodăriilor de ulei sunt necesare asemenea organe de siguranţă.

0 varianta de clapetă este prezentată în figura 36-1, *d,* în care s-au notat cu : 1 - intrarea, 2 - ieşirea din corpurile 3 şi 6*,* prevăzute cu capacul 4 şi cu batiul 5; 7 - articulaţia braţului 10*,* care prin 8 susţine discul de închidere 9*; e*—etanşarea periferică pe care discul este presat de arcurile 10 şi 9 în poziţia închis. Poziţia deschis a clapetei este arătată prin 8′*,* 9′*,* 10′*,* în care caz clapeta este menţinută în echilibru de forţa hidrodinamică F_d.

În stare de echilibru la poziţia deschis a clapetei, corespunzătoare unghiului α, momentul M_7 în raport cu articulaţia 7 va fi :

$$M_7 = Gr\sin\alpha - F_d r\cos\alpha \pm M_f = 0$$

Forţa hidrodinamică, aria secţiunii şi momentul forţei de frecare M_f au expresiile :

$$F_d = \frac{\rho}{2} C_s S c^2 \left[1 - \cos\left(90^\circ - \alpha\right)\right] = 0$$

$$S = \frac{\pi}{4} d^2 \cos\alpha$$

$$M_f = \mu G r \sin\alpha$$

şi, ordonând ecuaţia M_7, se obţine :

$$(1+\mu) G \sin\alpha - 40 C_x d^2 \cos^2\alpha \left[1 - \cos\left(90^\circ - \alpha\right)\right] = 0 \qquad (6.5)$$

Pentru clapeta închisă unghiul α se micşorează şi devine α_0, frecările dispar, forţa hidrostatică este $F_h = \frac{\pi}{4} d^2 p$ şi acţionează spre stânga, încât momentul M_7 devine $(M_7)_0$ şi are expresia :

$$(M_7)_0 = Gr\sin\alpha_0 + F_h r\cos\alpha_0 - Rr\cos\alpha_0 = 0$$

unde *R* este reacţiunea pe suprafaţa de etanşare :

$$R = Gtg\alpha_0 + \frac{\pi}{4} d^2 p \qquad (6.6)$$

Această reacţiune *R*, acţionând pe suprafaţa de etanşare inelară *s*, cu diametrul *d* şi grosimea:

$$s = \frac{\pi}{4}\left[(d+\delta)^2 - d^2\right] \cong 2d\delta$$

deoarece $\delta << d$; dă tensiunea unitară de strivire σ :

$$R = s\sigma = Gtg\alpha_0 + \frac{\pi}{4} d^2 p$$

$$\sigma = \frac{0,5G}{d\delta} tg\alpha_0 + 0,393\frac{d}{\delta} p < \sigma_s \qquad (6.7)$$

unde σ_s este tensiunea admisibilă.

6.2.5. Cepul simplu şi dublu

Cepul simplu cilindric (fig. 6.1, *e),* utilizat din timpuri vechi, se foloseşte şi în prezent atât ca organ de închidere foarte etanşă, cât şi ca sertar hidromecanic la unele circuite de apă, ulei etc., cu debite şi diametre mici. În poziția deschis, cepul deschide complet secțiunea conductei, fără pierdere de sarcină, iar în poziția închis realizează o închidere etanşă.

O slabă conicitate sporeşte etanşarea. Pentru reglarea unor servomotoare, transformatoare hidraulice şi a diferitelor utilaje de lucru, este util cepul dublu (cu două canate, fig. 36.1, *f*), care în poziția *f* pune în legătura 1 cu 3 şi 2 cu 4*,* iar în poziția *f'* inversează circuitele 1 cu 4 şi 2 cu 3.

Schimbarea circuitului se face prin răsucirea cepului cu 90°, fie manual, fie electromecanic sau prin servomotor basculant cilindric.

6.3. Vane plane, pană, duble lentile şi ochelari

La aceste vane organul de închidere este deplasat paralel cu secțiunea $\frac{\pi d^2}{4}$ (fig. 6.2, *a-c),* respectiv ortogonal față de direcția de scurgere axiala prin conducta echipată cu vană.

Forma organului de închidere determină tipul constructiv, ilustrat în figura 36-2, *a-c,* prin tipurile : vana plană simplă (fig. 6.2, *a*), vană-pană (fig. 6.2, b*),* vană cu două lentile etanşând în ambele sensuri (fig. 6.2, c), vana plană ochelari (fig. 6.3).

Vanele plane sunt standardizate aproape în toate țările şi anume : cu diametre din 0,1 m în 0,1 m până la d = 1,0 m şi din 0,2 m în 0,2 m pentru d > 1 m, până la d = 3 m.

După presiunea din conducte vanele se clasifică în vane de joasă presiune ($p < 6$ at), de presiune mijiocie ($p = 6...$ 10 at) şi de mare presiune (p = 10 ... 100 at).

Aceste tipuri se utilizează nu numai la conducte prin care curge apa, ci şi orice alt lichid, gaz sau abur.

6.3.1. Vana plană simplă

După schema din figura 36-2, *a*, vana plană simplă constă din : *1* — corpul vanei cu flanşe racordate la conducta; *2* — carcasa sub presiune, în care se ridica 3; *3*—corpul de închidere (lentila) de diferite forme (circular, semicircular, iar sus dreptunghic); *4, 5*— capacul cu ghidaje şi presetupă; *6*—inele de etanşare din cauciuc tare, alama sau bronz, în functie de presiune şi fluid.

Presiunea fluidului exercitându-se pe lentilă, aceasta freacă şi uzează puternic etanşările *6,* care trebuie înlocuite frecvent, spre deosebire de vanele-pană şi cele cu două lentile, la care lentila se desprinde de pe inelele de etanşare fără să le uzeze.

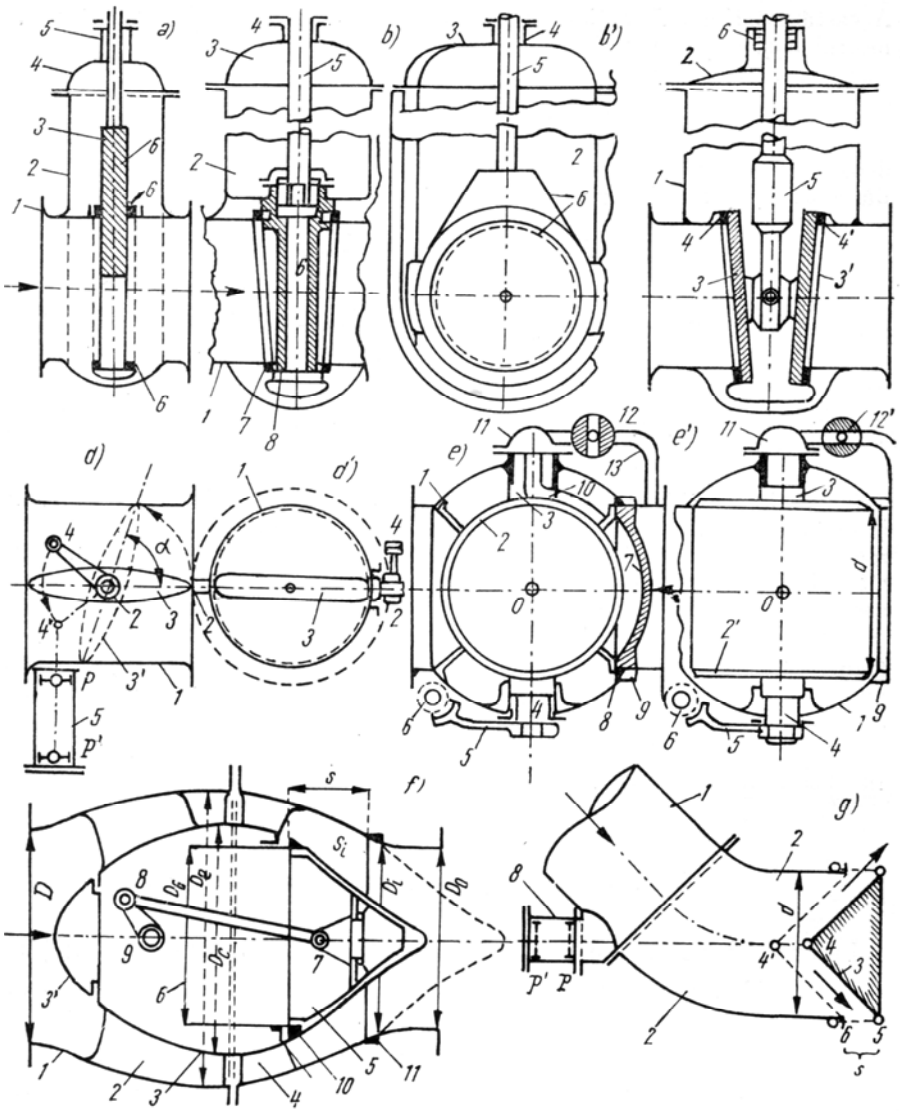


Fig. 6.2. Tipuri de vane
a. - vană plană simplă; b. - vană plană; c. – vană cu două lentile;
d. – vană fluture; e. – vană sferică; f. – vană cilindrică; g. – vană conică;

6.3.2. Vana-pană

În figura 6.2, *b, b'* este prezentată o vană-pană care are corpul de închidere *6* ca o pană simetrică, etanşată în ambele sensuri: spre amonte prin inelul *7* pe carcasa *1* şi prin *8* pe pană; spre aval, analog cu două inele din cauciuc, alamă, bronz sau alte aliaje. Corpul *2* în care se deplasează lentila-pană *6* are forma cilindrică sau ovală (cazul din fig. 6.2, *b, b'),* iar tija *5* ridică lentila prin diferite mecanisme manuale, electromecanice, hidromecanice descrise mat jos.

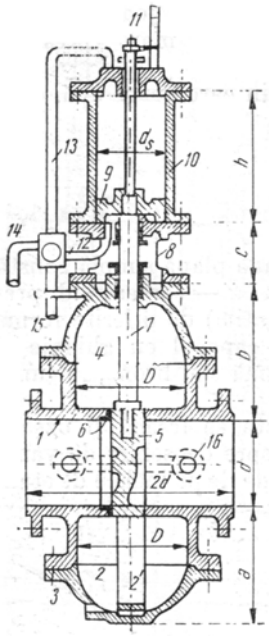


Fig.6.3. Vană plană ochelari

1.- corp cilindric; 2. – cameră inferioară; 2' –inel; 3 – orificiu; 4 – cameră clopot; 5 – disc; 6 – inel de bronz; 7 – tijă; 8 – lanternă; 9 – pistonul servomotorului; 10 – cilindrul servomotorului; 11 – indicator de poziție; 12 – ventil; 13,14,15 – conducte; 16 – conducta de ocolire (by-pass).

6.3.3. Vana cu două lentile

Varianta din figura 6.2, c etanşează bine în ambele sensuri, în cazurile când pe conducta din stânga presiunea diferă de cea din dreapta. Cele două lentile *3—3′,* cu fuse prinse central, sunt apăsate pe tija *5* şi sunt presate şi centrate oblic pe garniturile din aliaje dure de forme inelare *4—4′.* Ca formă exterioară, carcasa nu diferă de cea a vanelor plane şi pană.

6.3.4. Vana plana-ochelari

Un exemplu de vana plana-ochelari pentru diametre mari, d == 1,5 ... 3 m şi presiuni p > 10 at, este prezentat în figura 6.3. Patru vane de acest tip sunt montate la golirile de fund ale barajului Bicaz. Vanele plane-ochelari (fig. 6.3) au discul 5 prelungit în jos printr-un inel *2′* (ochelar) cu diametrul interior egal cu cel al conductei. La poziția închis, lentila 5 închide vana etanş prin inelele de bronz *6,* iar în poziția deschis, locul lentilei îl ocupă ochelarul, aşa că secțiunea de trecere $\frac{\pi d^2}{4}$ este neteda, fără intrânduri, încât pierderile de sarcină locală sunt neglijabile $h_r = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0{,}0826\zeta \frac{Q^2}{d^4} \cong 0$

Carcasa vanei, compusă din piesele 1-2-3-4 (fig. 6.3), cuprinde jos ochelarul, iar la 4 lentila escamotată. Tija 7 este prelungită în sus până la pistonul *9* al cilindrului

servomotorului 10 şi mai sus spre indicatorul de poziţie 11. Acţionarea va fi arătată în aliniatul 6.3.5.

Se observă că vana are gabarite excepţional de mari şi în consecinţă, greutatea mare sporeşte investiţia. Înălţimile elementelor componente depind de diametrul *d,*: a = (1,4 ... 1,5) d; b == 1,6 d; c = (0,6...0,7)d; h = (l,4...1,5)d şi D == (1,2 ... 1,3) d.

Înălţimea totală $a + b + c + d + h$, plus scala, este în medie de 7,7 d. Dacă se ţine seama şi de gabaritul liber de deasupra vanei, casa vanei are înălţimea de 10 d.

Din aceste motive, la diametre peste 2 m se adopta alte tipuri de vane, cu gabarite şi greutăţi mult mai mici.

6.3.5. Moduri de acţionare ale vanelor plane, pană, duble lentile şi vanelor ochelari.

După mărimea forţei şi vitezei de ridicare, adică implicit a diametrului interior d, se aplică diferite moduri de acţionare : manual, manual cu multiplicatoare mecanice, electromecanice sau cu servomotor hidromecanic.

La vane cu d < 0,5 m şi p <6 at, tija lentilei este filetată pe o lungime de 1,2 d şi piuliţa superioară, răsucită prin volan manual, permite ridicarea foarte lentă a lentilei.

La vane mijlocii, d = 0,5 ... 1,5 m şi p < 6 at, acţionarea se face prin manivelă cu demultiplicarea prin roţi dinţate (fig. 36-6, a, *b).*

La vane mari acţionarea este electromecanică, de exemplu, conform schemei 6.6, c, în care s-au notat cu : *1* — electromotorul, *2* — melcul, 3, *4* —prima pereche de roti dinţate, 5, *6* — a doua pereche de roţi dinţate, ultima roata 6 având o bucşă-piuliţă, va ridica tija filetată.

La vane cu diametru şi presiune foarte mari este mai sigură şi economică acţionarea hidromecanică, exemplificată prin servomotorul din figura 6.3.

Pistonul servomotorului .9 primeşte alternativ presiunea mare şi mică a lichidului motor (apă, ulei). Sertarul distribuitor *14* al apei sau uleiului sub presiune, de exemplu, de tipul cepului dublu (fig. 6.1, *f),* funcţionează astfel la deschiderea vanei uleiul este distribuit sub p = 10 – 20 - 40 at, din 14 prin 12 sub pistonul 9. În acelaşi timp uleiul din cilindru, peste piston, se evacuează sub presiunea $p = 1{,}1\ p_0$ prin conductele *13—15,* trecând prin canatul al doilea al cepului.

La închiderea vanei se inversează circuitele : presiunea mare intră prin *13* în cilindru peste piston şi prin *12* se evacuează uleiul sub o presiune puţin mai mare decât cea atmosferică.

Acţionarea cepului *14* poate fi telecomandată din centrală sau automatizată pe baza impulsurilor date de relee de presiune sau de debit.

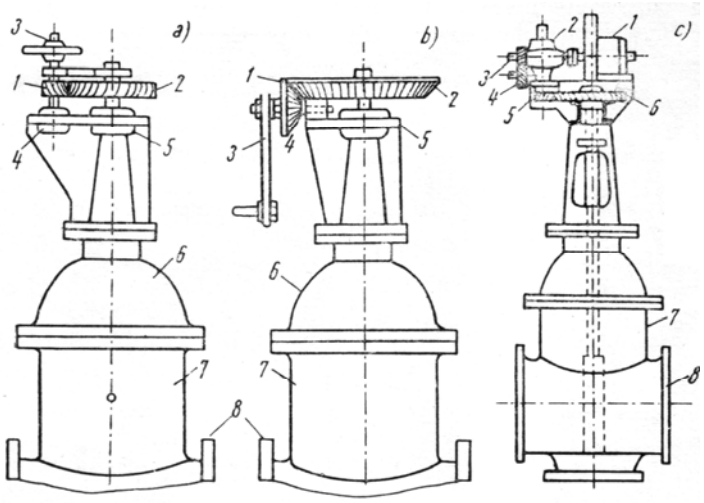


Fig. 36-6. Scheme de acţionare a vanelor plane :
a) acţionare manuala: 1 - roată dinţată; 2 - roata dinţată; 3 — roată de mână; 4, 5 – lagărele roţilor dinţate; 6,7 - corpul vanei; b) acţionare manuală; 1, 2 –roţi dinţate conice; 3 - manivelă; 4,5 - lagărele roţilor dinţate conice; 6,7 - corpul vanei; c) acţionare electromecanică: 1 - electromotorul; 2 - melcul;3,4 — prima pereche de roţi dinţate; 5,6 — a doua pereche de roţi dinţate; 7 - corpul vanei.

6.3.6. Calculul parametrilor principali ai vanelor plane

La vana plană simplă (fig. 6.2, *a* şi 6.6, *a, b)* închisă, acţionează forţa hidrostatică F_h orizontală, greutatea aparentă a lentilei şi tijei G_a verticale şi frecările : $\mu_1 F_h$ pe inelele de etanşare a lentilei, respectiv momentele forţelor de frecare în : presetupă, piuliţa tijei filetate, în sistemul de roţi dinţate şi în lagărele acţionării manuale.

Notând cu : d - diametrul conductei, $p = \gamma H_{\max}$ daN/m^2, $G = \gamma_0 V = kd^2$ daN greutatea elementelor mobile (lentila, tija), G_a - greutatea aparentă, $\gamma_0 = 7800$ daN/m^3 (oţel), $\gamma = 1000$ daN/m^3 (apa) şi $\gamma_0 = 0{,}2$ - coeficientul de frecare oţel pe bronz, iar R - forţa verticală în tije, se pot deduce uşor expresiile acestor forţe :

$$F_H = \frac{\pi}{4} d^2 p = 785 d^2 H_{\max} \qquad G_a = G\left(1 - \frac{\gamma}{\gamma_0}\right) \approx 0{,}87 kd^2$$

$$F_1 = \mu_1 F_h \qquad R = F_1 + G_a = \left(157 H_{\max} + 0{,}87k\right) d^2 \tag{6.8}$$

Puterea maximă de acţionare P_{max} momentul începerii deschiderii, se calculează cu $\eta \cong 0{,}8$ - randamentul mecanismelor, care ţine seama de frecările de la filetul tijei până la elementul de acţionare (manivela la vane foarte mici şi electromotorul la cele mari) şi viteza de ridicare $v = \frac{dh}{dt}$, unde h este cursa lentilei:

$$P = \frac{R}{75\eta} \frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t} \cong \left(2{,}62 H_{\max} + 0{,}0146k\right) d^2 \frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t} \text{ în CP.} \tag{6.9}$$

Se observă că şi la vanele mijlocii sau mari, puterea necesară poate fi limitată la câțiva cai putere, dacă se reduce corespunzător viteza de ridicare $v = \frac{dh}{dt} < 0{,}01 \ \frac{m}{s}$. În orice altă poziție semideschisă *R* şi *P* sunt mai mici.

Pe baza coeficienților hidrodinamici ζ, μ, k_0, k_v măsurați, tabelul 6.1, se poate calcula curgerea prin vana deschisă în diferite poziții, cu *x* cursa de închidere raportată la diametrul vanei *d* (*x* = 0 pentru vana deschisă şi *x* = d pentru vana închisă). La fel se calculează forțele hidrodinamice pe corpul de închidere cu *D* şi grosimea *b*, F_0 – orizontal şi F_v – vertical.

Tabelul 6.1.

ζ	0,07	0,126	0,337	0,71	1,31	2,50	5,0	10,1	31	200	∞
μ	0,96	0,942	0,866	0,76	0,65	0,535	0,448	0,3	0,176	0,07	0
k_0	0	0,038	0,09	0,18	0,29	0,44	0,61	0,76	0,87	0,94	1,0
k_v	0	0,18	0,51	0,77	0,93	1,0	1,0	0,93	0,79	0,48	-0,04

Pierderea de sarcină h_r este caracterizată prin coeficientul ζ şi viteza $v = f\left(\frac{x}{d}\right)$, iar debitul Q prin coeficientul de curgere:

$$h_r = \zeta \frac{v^2}{2g} = F\left(\frac{x}{d}\right) \qquad Q = \mu \frac{\pi}{4} d^2 v \sqrt{1+\zeta} = f\left(\frac{x}{d}\right) \qquad \mu = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \tag{6.10}$$

$$F_0 = 40 k_0 (1+\zeta) v^2 D^2 \qquad F_v = 51 k_v (1+\zeta) v^2 D b$$

Forțele în tija vanei: R_i - închidere, R_d - deschidere, cu frecări $\mu = 0{,}1 \div 0{,}2$ şi G_a greutatea aparentă a corpului mobil sunt:

$$R_i = \mu F_0 - F_v - G = 40 k_0 (1+\zeta) v^2 D^2 \left(\mu - 1{,}275 \frac{k_v b}{k_0 D} \right) - G$$

$$R_d = \mu F_0 + F_v + G = 40 k_0 (1+\zeta) v^2 D^2 \left(\mu + 1{,}275 \frac{k_v b}{k_0 D} \right) + G$$

La vana pană se studiază forțele pe baza figurii 6.7. La poziția închis, figura 6.7, a,b, tija filetată trebuie să exercite forța S_i dirijată în jos, pentru a realiza o închidere perfect etanşă, cu efect de pană.

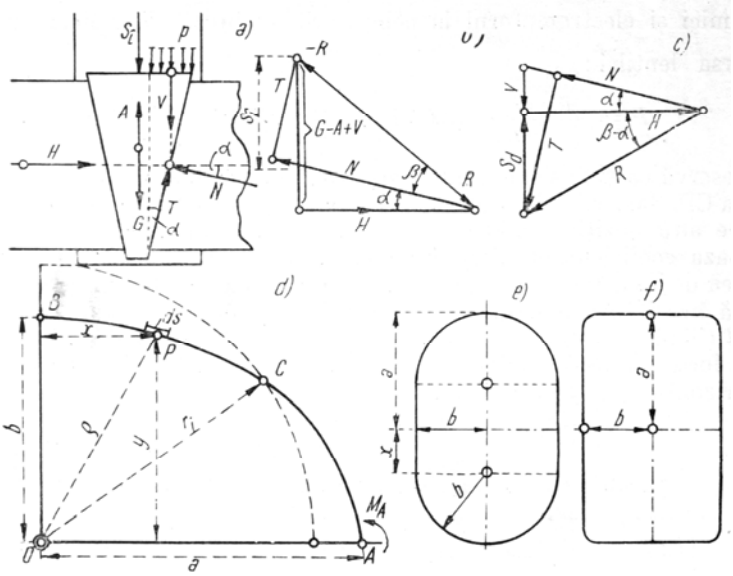


Fig.6.7. Baza calculului de rezistență a vanelor plane
a) poziția închis a vanei pană; b) poligonul forțelor pentru poziția închis;
c) poligonul forțelor pentru momentul deschiderii; d, e, f) cazul carcasei ovale sau eliptice.

Forțele componente sunt: *Fh* – forța hidrostatică orizontală; G_a =*G* –*A* – greutatea aparentă; F_v – componenta verticală a penei aval; *T* – frecarea tangențială la pană; *N* – reacțiunea pe pană.

Expresiile acestor forțe sunt:

$$F_h = \frac{\pi}{4} d^2 p \qquad F_h = \frac{\pi}{4} d^2 p \cdot tg\alpha \qquad G_a = G - A \cong 0{,}87 k d^2$$

$$S_i = F_h\left[tg(\alpha+\beta) - tg\alpha\right] \qquad R = \sqrt{(G_a + F_v)^2 + F_H^2} \qquad (6.11)$$

$$N = -R\cos\beta \qquad T = -R\sin\beta$$

La începerea deschiderii este valabil poligonul forțelor, figura 6.7.c, din care rezultă forța de ridicare:

$$S_d = F_h tg(\beta - \alpha) = \frac{\pi}{4} d^2 p \cdot tg(\beta - \alpha) \qquad (6.12)$$

Mai este utilă cunoaşterea secțiunii de curgere S_x şi a coeficientului ζ al pierderilor de sarcină locale, în funcție de cursa de închidere $\frac{x}{d}$ tabelul 6.2. La vana deschisă $\frac{x}{d} = 0$, raportul secțiunilor $\frac{S_x}{\frac{\pi d^2}{4}} = 1$ corespunde coeficientului $\zeta = 0{,}6$, iar la vana închisă $\frac{x}{d} = 1$ rezultă $\frac{S_x}{\frac{\pi d^2}{4}} = 0$ şi $\zeta \to \infty$.

Tabelul 6.2

$\frac{x}{d}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$\frac{S_x}{\frac{\pi d^2}{4}}$	1	0,96	0,9	0,81	0,72	0,6	0,48	0,35	0,24	0,13	0
$\zeta = \frac{h_r}{\frac{v^2}{2g}}$	0,06	0,11	0,24	0,47	0,88	1,6	3,4	7	18	300	∞

Carcasa în care se ridică lentila are formă cilindrică la presiuni foarte mari, ovală la presiuni 10... 20 bari şi plată la p <10 bari.

Calculul de rezistență este important la vanele cu carcasă sudată, la cele turnate se verifică numai la tensiunile maxime, ştiind că tehnologia turnării impune grosimi acoperitoare din punct de vedere al rezistenței.

La carcasa cilindrică de diametru d exprimat în cm şi la presiunea p în bari, grosimea peretelui s, în cm, se calculează după formulele cunoscute:

- tensiunea tangențială $\sigma_t = \frac{dp}{2s} < \sigma_a$ (admisibilă)

- axială $\sigma_a = \frac{dp}{4s} = 0{,}5 \cdot \sigma_t$

La carcasa ovală sau la cea eliptică, figura 6.7.*d*, momentul M_p față de un punct periferic *P(x,y)*, cu raza $\rho = \sqrt{x^2 + y^2}$, respectiv M_A în *A*, de pe semiaxa cu raza mare a şi M_B pentru semiaxa mică *b* au expresiile:

$$M_A = 0{,}5p\left(a^2 - r_i^2\right) \qquad M_B = 0{,}5p\left(b^2 - r_i^2\right)$$
$$M_p = M_A + 0{,}5p\left(\rho^2 - a^2\right) = 0{,}5p\left(\rho^2 - r_i^2\right) \tag{6.13}$$

Cu modulul de rezistență W al fâşiei peretelui, cu grosimea s şi lățimea 1 se obțin în punctul oarecare *P*:

$$W = \frac{1 \cdot s^2}{6}\ cm^3; \qquad \sigma_b = \frac{M_p}{W} = \pm\frac{3p}{s^2}\left(\rho^2 - r_i^2\right)\ \frac{daN}{cm^2}$$ - la încovoiere

$\sigma = \frac{\rho}{s}p$ - tensiunea tangențială

$$\sigma_P = \sigma + \sigma_b = p\left[\frac{\rho}{s} \pm \frac{3}{s^2}\left(\rho^2 - r_i^2\right)\right]$$

$$\sigma_A = p\left[\frac{a}{s} + \frac{3}{s}\left(\frac{a}{s}\right) \pm \frac{3}{s^2}\left(a^2 - r_i^2\right)\right] \tag{6.14}$$

$$\sigma_B = p\left[\frac{b}{s} + \frac{3}{s}\left(\frac{b}{s}\right) \pm \frac{3}{s^2}\left(b^2 - r_i^2\right)\right]$$

unde r_i este raza de inerție a cercului care trece prin *C*, în care se consideră concentrată masa peretelui carcasei cu momentul de inerție polar I_p. Se consideră grosimea peretelui s neglijabilă față de semiaxele a şi b :

$$r_i \cong 0{,}577(a + b)$$

$$r_i = \left[x^2 + b^2 + \frac{0{,}667x}{x + 1{,}047b}\left(3b^2 - x^2\right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

La secțiunea eliptică $\frac{r_i}{b}$ depinde de raportul $\frac{b}{a}$, după cum urmează în tabelul 6.3:

Tabelul 6.3

$\frac{r_i}{b}$	3,1	1,75	1,34	1,12	1,0
$\frac{b}{a}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1

6.4. Vane fluture

6.4.1. Descrierea vanelor fluture

Organul de închidere şi reglare a debitului este un disc circular, lenticular, basculând în jurul unui ax transversal curgerii prin conductă. Axul discului, orizontal sau vertical depinde de modul de acționare şi este calculat cu o mică excentricitate e, figura 6.8, față de centrul diacului pentru a se realiza la discul închis un moment de închidere, care asigură o etanşare periferică bună.

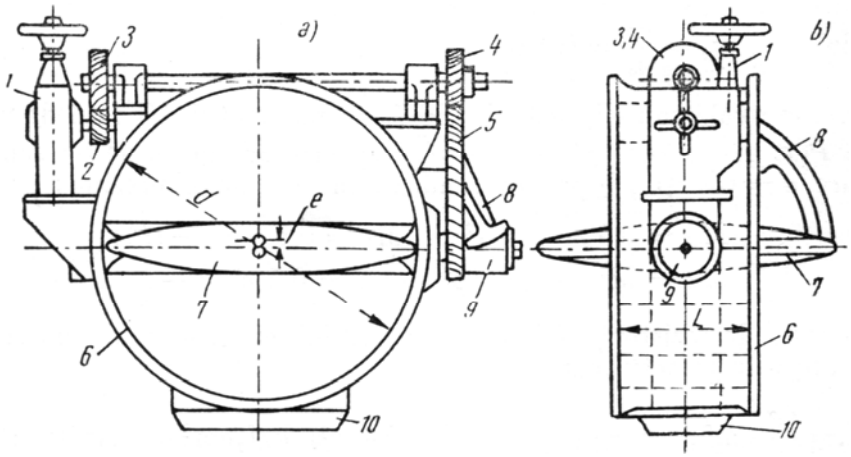


Fig.6.8. Vană fluture acționată mecanic
a) – vedere din față; b) – vedere din lateral;
1- melc; 2, 3, 4, 5 – perechi de roți dințate; 6 – carcasa tubulară;
7 – disc lenticular, 8- sector; 9 – fus antrenat; 10 – batiu;

În poziția deschis discul este paralel cu direcția de curgere, figura 6.8 b, iar în poziția închis planul discului are un unghi $\alpha = 75 \div 90^\circ$ față de axa conductei, figura 6.9 a. Carcasa este un tronson de conductă cu flanşe la capete, având lungimea $l = (0{,}45 \div 0{,}55)d$ şi diametrul egal cu cel al conductei.

6.4.2. Moduri de acţionare a vanelor fluture

Acţionarea urmăreşte nu numai închiderea şi deschiderea totală, ci şi reglarea debitului prin bascularea discului cu unghiul α variabil faţă de axa conductei. Modul de acţionare depinde de: diametrul *d*, presiunea $p = \gamma H_{\max}$, de felul acţionării la (comandă manuală sau automat), amplasamentul vanei, tipul mecanismelor (mecanice, electromagnetice, hidromecanice) sau de concepţia constructivă a proiectantului.

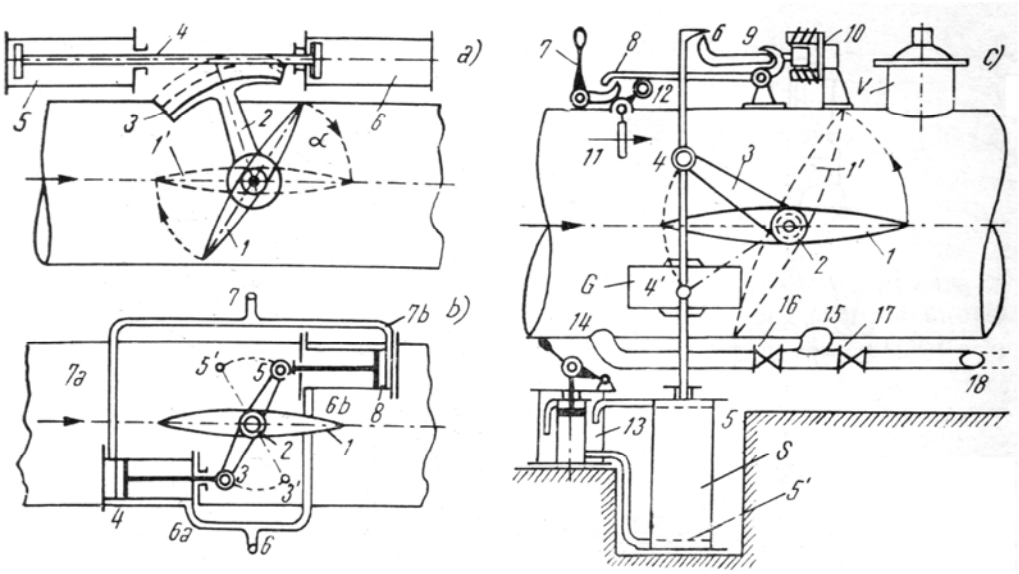


Fig.6.9. Moduri de acţionare ale vanelor fluture

a) – acţionare cu servomotor şi cremalieră sector: 1 – disc lenticular; 2 – braţ; 3 – sectorul cremalierei; 4 – tijă; 5, 6 – servomotoare;

b) acţionare cu două servomotoare: 1 – disc lenticular; 2 – fus; 3, 5 – articulaţii cu pârghii duble; 4, 8 – servomotoare; 6, 7 – conducte;

c) acţionare gravitaţională şi electromagnetică: 1 – disc lenticular; 2 – fus; 3 – pârghie; 4 – articulaţie; 5 – servomotor; 6 – susţinători; 7 – manetă; 8 – pârghie; 9 – pârghie; 10 – electromagnet; 11 – disc de şoc; 12 – cameră; pompă de ulei; 14,15 – by-pass; 16,17 – robinete;18 – racord;

La produse $pd \le 100 \ \dfrac{daN}{cm}$, la baraje, prize, case ale vanelor conductelor forţate şi microturbine, acţionarea poate fi manuală cu multiplicare modestă prin roţi dinţate sau prin pârghii cu sector.

La $pd \le 100 \ \dfrac{daN}{cm}$, când nu se pretinde acţionarea automată şi când tipul de manevră poate fi mare, este economică antrenarea mecanică. La vana din figura 6.8 a, b, s-au notat: 1 – melcul acţionat manual; 2, 3, 4, 5 – perechi de roţi dinţate; 6 – carcasa tubulară; 7 – disc lenticular; 8 – sector; 9 – fus antrenat; 10 – batiu.

La *pd* > 1 000 kgf/cm, acelaşi mod de acţionare ca cel precedent, însă antrenarea se face prin electromotor.

La *pd* = 1 000 ... 10 000 kgf/cm la vane cu acţionare comandată sau telecomandată, antrenarea este hidromecanică. Astfel, pentru vana din figura 36-10, *a,* fusul antrenat al discului *1* are un sector *2,* care este basculat prin tija cremalierei *4.* Mişcarea de translaţie a tijei *4 o* efectuează două servomotoare *-5, 6*

aşezate în linie, fiind comandate cu ulei sub presiune de la un sertar cu ulei. Pentru vana din figura 6.9, *b* fusul *2* al discului *1* are împănată o pârghie dublă *2—3—5.* Capetele 5 şi *6* sînt antrenate prin tijele servomotoarelor *4* şi *8* care sînt cuplate. Conductele *6, a—b* şi *7, a—b* distribuie uleiul sub presiune de la un cep dublu sau sertar care reuneşte ţevile *6—7* cu hidroforul gospodăriei de ulei.

Vanele-fluture cu închidere rapidă şi automată, instalate la capătul amonte al conductelor forţate sau înaintea turbinelor, sînt acţionate mixt : gravitaţional şi electrohidromecanic. Acestea se execută în multe variante constructive, dintre care una este prezentată în figura 6.9, c, care a funcţionat normal la hidrocentrala Dobreşti, de la 1930 încoace.

Discul *1* fiind deschis este acţionat prin fusul *2* şi pîrghia *2—3—4* în sensul închiderii bruşte şi automate datorită momentului greutăţii *G,* centrată pe tija *4—5—6.* în poziţia închis, aceste organe se găsesc în *l', 4', 5'.*

Deschiderea se face prin servomotorul *5 şi* presa de ulei *13* şi pentru a nu necesita forte prea mari se manevrează conducta de ocolire (by-pass) *14—15——16—17.*

Funcţionarea automată se impune datorită rolului de vană de siguranţă la capătul amonte al conductei forţate. La o avarie a conductei sau a turbinei trebuie să se închidă automat vana-fluture în 1 ... 3 secunde. Declanşarea închiderii bruşte se poate face succesiv, după nevoie, automat la avarie. La o spargere a conductei sau a turbinei creşte viteza în conducta forţată peste cea normală $v_i = \frac{4Q_i}{\pi d^2}$, iar discul de şoc *11* este rabătut la o viteză $v > 1{,}2v_i$ ridicând prin *12* pârghia *8.* Astfel, la opritorul *9,* rotit spre dreapta, se desprinde susţinătorul 5, aşa că tija *6—4—5* cade brusc sub acţiunea greutăţii ***G,*** închizând discul din *1* în *l'.*

Declanşarea închiderii bruşte se poate face şi telecomandat de la tabloul de comandă al centralei, când se observă un fenomen anormal, care ar putea duce la o avarie a turbinei sau a conductei forţate. în caz de pericol, prin apăsarea pe un comutator, un circuit electric (trifazic 110 V sau 220 V*)* acţionează electromagnetul *10,* care prin *9* şi *6* declanşează închiderea discului. Declanşarea se mai poate face manual, la revizii sau la probele echipamentului, în care caz se trage de maneta *7* spre stînga, care declanşează discul cum s-a descris anterior.

Pentru umpleri, goliri, evitarea formării unui vid înaintat serveşte ventuza *V* descrisă în 6.2.3.

Analog cu anumite particularităţi funcţionează vana-fluture exemplificată în figura 6.8, fără a avea nevoie de o greutate, ci numai de un servomotor *S,* acţionat în mod automat sau semiautomat, respectiv prin telecomandă.

6.4.3. Etanşarea discului şi presiunile maxime

Vanele-fluture, construite cu două decenii în urmă, erau caracterizate prin : pierderi de debit relativ mari, în poziţiaî: limitarea presiunii, respectiv a indicatorului *pd:* aplicarea lor mai ales ca închizătoare rapide şi de siguranţă, nu însă ca vane de etanşare.

Vane-fluture fără etanşări speciale dau pierderi de debit *q* care depind de gradul de prelucrare al marginilor discului şi al suprafeţei de contact pe tub. În bibliografie se găsesc puţine indicaţii privind $q = f(d, H)$, astfel se cunosc relaţiile:

$$q = \left(0{,}04d + 0{,}02d^2\right) H^{\frac{1}{2}} \frac{l}{s} \tag{6.15}$$

$$q = 0{,}43 d^{\frac{4}{3}} H^{\frac{1}{2}} \frac{l}{s}$$

Datorită acestor pierderi, în trecut se dubla vana-fluture de închidere rapidă şi de siguranţă printr-o a dona vană etanşă, de exemplu, cu una plană instalată în serie.
În ultimul timp s-au rezolvat aceste probleme, vanele-fluture sînt etanşate perfect şi pot fi utilizate la presiuni până la p_{max} < 40 bari la d < 2,5 m, respectiv d_{max} = 10 m la p < 10 bari.

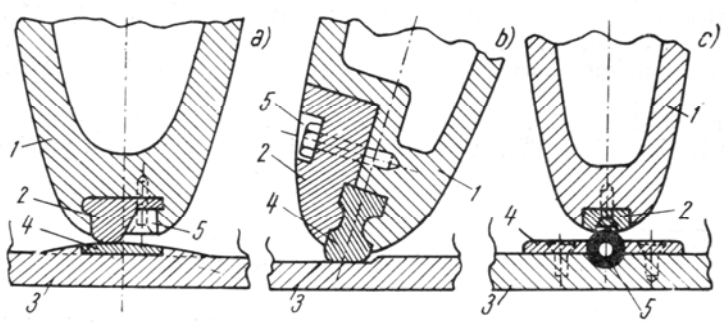


Fig.6.10. Etanşarea discului vanei fluture
a) varianta I: 1 - disc; 2 – garnitura de cauciuc; 3 – carcasa;
4 – bandă de oţel inoxidabil; 5 – dispozitiv de prindere a garniturii;
b) varianta a II-a; 1 – disc; 2 – piesă de fixare a garniturii;
3 – carcasă; 4 – garnitură de cauciuc; 5 – şurub;
c) varianta a III-a; 1 –disc; 2 – piesă de etanşare; 3 – carcasa;
4 – tablă; 5 – garnitură inelară de cauciuc.

Etanşarea discului faţă de carcasa tubulară se face în multe moduri, dintre care figura 6.10 ilustrează pe cele mai uzuale. Garniturile sunt din cauciuc special sau de bronz şi uşor de înlocuit.

6.4.4. Studiul hidrodinamic al vanei-fluture

Lentila unei vane-fluture este un profil hidrodinamic introdus într-un curent de apă în mişcare de translaţie (în fig. 6.11 — orizontal), aşa că în funcţie de înclinarea cu unghiul variabil, în limitele a = 0 ... 90°, va suporta forţa hidrodinamică R. Aceasta este rezultanta portanţei hidrodinamice Rz ortogonală la viteza de la intrare $v_{1\alpha}$ şi a rezistenţei R_x în direcţia vitezei $v_{1\alpha}$. După [1] forţele hidrodinamice au expresiile:

$$R_x = \frac{\rho}{2} C_x S v_{1\alpha}^2 \cong 40 D^2 C_x v_{1\alpha}^2$$

$$R_z = \frac{\rho}{2} C_z S v_{1\alpha}^2 \cong 40 D^2 C_z v_{1\alpha}^2 \tag{6.16}$$

$$R = 40 D^2 v_{1\alpha}^2 \sqrt{C_x^2 + C_z^2} = 40 D^2 v_{1\alpha}^2 C_R^2$$

Forţa R are ca punct de aplicaţie centrul de presiune C, situat]a raza $r = c + e$ de la centrul O' al lentilei; $c = C—O$ este braţul de pârghie al forţei R şi e = $O—O'$ excentrici-tatea lentilei faţă de centrul *0* al carcasei tubulare cu diametrul interior D,

egal cu al conductei. Rolul excentricității *e* este de a da lentilei în poziția închis un cuplu suficient de mare pentru a o presa pe etanşările periferice ale carcasei.

Coeficientul $C_R = f(C_x, \alpha)$ se obține fie din polara lentilei încercate pe model de laborator, fie măsurând 1a vana în natură pierderea de sarcină :

$$h_r = \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} f(\alpha) \tag{6.17}$$

Presiunile p_1 înainte de vană, şi p_2 la o distanță suficient de mare în aval de ea, se măsoară cu manometrul diferențial de precizie. Astfel, se obțin :

$$R = 40CD^2 \frac{2gh_r}{\zeta_1} = C(\alpha) D^2 h_{r\alpha}$$

$$C(\alpha) = 40 \cdot 2g \frac{C_R}{\zeta_1} = 785 \frac{C_R}{\zeta_1} \tag{6.18}$$

unde: $\zeta_1 = \zeta_0 + 3{,}2\left(\frac{d}{D}\right)^{1{,}5}$

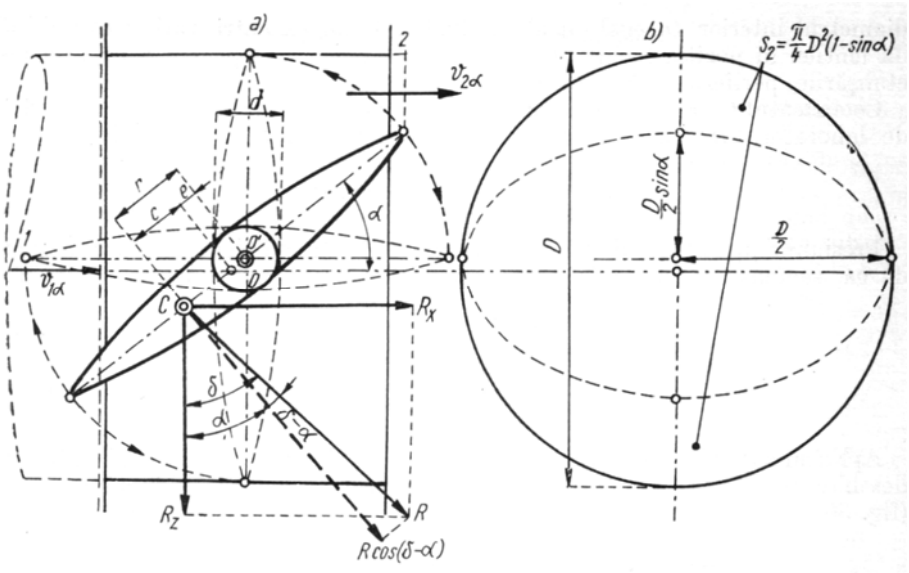


Fig.6.11. Elementele de calcul pentru vana fluture
a) secțiune longitudinală; b) secțiune transversală

Aplicând ecuația de continuitate înainte de vană (indicele 1—0 la vana deschisă $\alpha = 0$ şi 1 - α la discul parțial închis cu unghiul α) şi în secțiunea *2* (fig. 6.11, *b*) se determină vitezele :

$$v_{1-0} = \frac{4Q_0}{\pi D^2} \quad \text{cu } Q_0 = Q_{\max}$$

$$v_{1\alpha} = \frac{4Q_\alpha}{\pi D^2} \quad \text{cu } Q_\alpha = Q_0$$

$$\frac{v_2}{v_{2-0}} = \frac{Q_\alpha}{Q_0(1-\sin\alpha)} = 1 + \sin\alpha \qquad \frac{Q_\alpha}{Q_0} = 1 - \sin^2\alpha$$

$$h_{r\alpha} = \zeta_1 \frac{v_{1\alpha}^2}{2g} = 0{,}0826 \frac{Q_0^2}{D^4} \zeta_1 \left(1 - \sin^2 \alpha\right)^2 \tag{6.19}$$

$$R = 0{,}0826 \frac{Q_0^2}{D^2} F(\alpha)$$

$$F(\alpha) = C(\alpha) \zeta_1 \left(1 - \sin^2 \alpha\right)^2$$

În tabelul 6.4 s-au calculat aceste mărimi pentru două grosimi relative $\frac{d}{D} = 0{,}1$ respectiv 0,2. În ultimul rând, *R* este calculat, ca exemplu, pentru o vană cu *D* = 4 m, *H* = l00 m,

$$Q_0 = 120 \ \frac{m^3}{s}, \ R = 0{,}0826 \left(\frac{120}{4}\right)^2 F(\alpha) = 74{,}34 F(\alpha) \ \ daN$$

La $\alpha = 90°$), forţa devine hidrostatică $R_{90°} = \gamma H \frac{\pi}{4} D^2 = 1257000 \ \ daN$.

Tabelul 6.4.
Valorile parametrilor hidrodinamici pentru discul vanei fluture

α°	0	10	20	40	60	80	90
$\frac{Q_\alpha}{Q_0}$	1	0,970	0,883	0,587	0,250	0,030	0
$\frac{S_2}{S_0}$	1	0,826	0,658	0,357	0,134	0,015	0
$\frac{v_2}{v_{1-0}}$	1	1,174	1,342	1,643	1,866	1,985	2
$C(\alpha)$	139	535	916	970	814	788	785
ζ_0	0	0,52	1,54	10,3	118	15000	∞
R(tf)	3	30,3	97,1	263	447,5	790,8	1257

Cuplul de închidere a1 discului se compune din cuplul hidrostatic, cel dat de greutatea discului cu excentricitatea *e* şi cuplul forţelor de frecare. Dintre acestea, ultimile două pot fi neglijate, fiind mult mai mici decât cuplul hidrodinamic:

$$M = R(c + e)\cos(\delta - \alpha)$$

Se înlocuieşte $c + e = r$, forţa *R* şi se obţine:

$$M = DR \frac{r}{D} \cos(\delta - \alpha) = C(\alpha) D^3 h_r \frac{r}{D} \cos(\delta - \alpha)$$

$$M = K_m D^3 h_{r\alpha} \tag{6.20}$$

$$K_m = C(\alpha) \frac{r}{D} \cos(\delta - \alpha)$$

$$\frac{r}{D} = \frac{K_m}{C(\alpha)\cos(\delta - \alpha)}$$

Capitolul 7. Calculul de proiectare al unei pompe centrifuge

7.1. Prezentarea temei de proiectare; alegerea unei soluții funcțional–constructive şi justificarea alegerii

Tema de proiect

Să se proiecteze o pompă centrifugă având următoarele caracteristici:
- debitul Q = ... m^3/h
- înălțimea de pompare H = ... m
- turația recomandată n = ... rot/min

7.1.1. Alegerea lichidului de lucru

Se alege un lichid de lucru având următoarele caracteristici:
- temperatura;
- concentrația;
- greutatea specifică;
- viscozitatea dinamică;
- presiunea de vaporizare.

7.1.2. Justificarea soluției constructive

Pompa de proiectat este o pompă centrifugă monoetajată cu rotorul în consolă, în construcție modulară, având dimensiunile de gabarit impuse internațional, conform STAS 8696-85. Carcasa, conductele şi motorul electric rămân fixe, schimbându-se doar piesele de uzură: lagărele şi etanşarea.

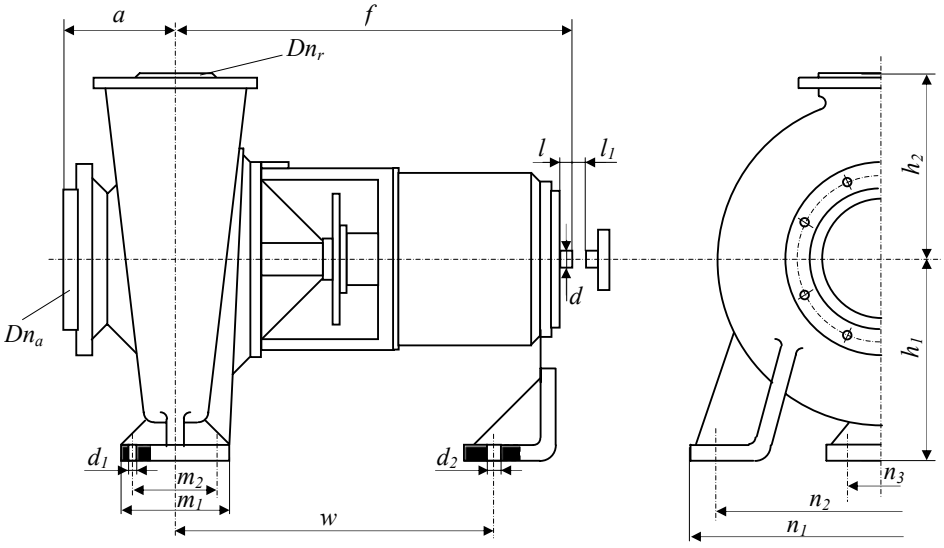


Fig. 1 Pompă centrifugă monoetajată

Această pompă va fi utilizată în industria chimică funcționând 8 h/zi şi prezintă avantajul de a permite intervenții rapide în exploatare.

Dimensiunile de gabarit standardizate se trec într-un tabel.

Dn_a =	h_2 =	n_2 =	
Dn_r =	d =	n_3 =	
Dn =	l =	b =	
a =	l_1 =	m_1 =	
f =	w =	m_2 =	
h_1 =	n_1 =	d_1 =	d_2 =

7.1.3.Alegerea materialelor pompei

Materialele din care sunt confecționate piesele ce compun pompa pot fi metalice sau nemetalice. Ele se aleg ținând cont de rolul funcțional al fiecărei piesă componentă, o deosebită importanță fiind acordată celor care vin în contact direct cu lichidul de lucru vehiculat.

În funcție de felul cum fluidul de lucru acționează asupra materialelor cu care vine în contact, există cinci clase de coroziune.

Clasa de coroziune	Pierderea de material [g/m^3h]	Rezistența la coroziune
0	< 0,1	foarte bună
1	0,1 ÷1	bună
2	1 ÷ 3	suficientă
3	3 ÷ 10	slabă
4	> 10	foarte slabă

Pentru realizarea performanțelor cerute pompei şi pentru o mai bună funcționare impunem o clasa de coroziune cat mai avantajoasă.

Materialele cu clasă de coroziune 0 pot fi folosite rațional pentru orice piesă componentă a pompei, indiferent dacă cine sau nu în contact cu fluidul de lucru, mai puțin rotorul. În cazul rotorului, dintre materialele recomandate trebuie ales un material care să reziste la acțiunea vitezei periferice a motorului.

Pentru exprimarea vitezei periferice există două posibilități:

1. Se adopta din STAS o mărime standardizată pentru D_2 şi anume D_n – diametru nominal, va rezulta:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_n \cdot n}{60}$$

2. Utilizăm expresiile:

$$\psi = \frac{H}{\frac{u_2^2}{2g}} = 1; \quad \varphi = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot u_2}$$

Din expresia lui ψ rezultă: $u_2 = \sqrt{2gH}$ [m/s],

În funcție de valorile vitezei periferice u_2 pentru rotor se recomandă următoarele materiale:

- pentru $u_2 < 10$ m/s: Pb, ceramică, sticlă, porțelan, grafit, PVC;
- pentru $u_2 = 10 \div 30$ m/s: fontă cenuşie;
- pentru $u_2 = 30 \div 45$ m/s: bronz;
- pentru $u_2 = 45 \div 63$ m/s: oțel turnat, oțel aliat, oțel forjat;
- pentru $u_2 > 63$ m/s: oțel aliat, oțel forjat.

Pentru carcasă materialul se alege în funcție de înălțimea de pompare.

Se recomandă etanşarea frontală M3, figura 2.

Materialele folosite pentru piesele componente:

- inelul mobil (S_1);
- inelul fix (B_1);
- garnituri (E);
- arcuri şi alte piese speciale (F).

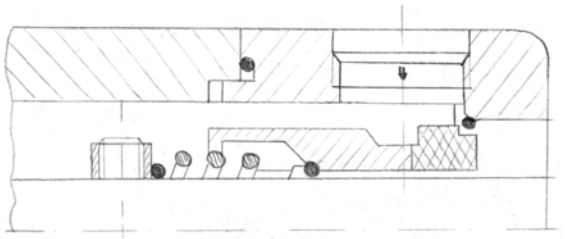


Fig. 2. Etanşare frontală

7.1.4. Justificarea turației recomandate

Alegerea turației se face în funcție de mai mulți factori:

a. *înălțimea de pompare H*:

- dacă H > 50 m·cl se recomandă n = 2920 rot/min,
- pentru H < 50 m·cl se recomandă n = 1450 rot/min.

b. *debitul Q*: influențează în mod direct turația, ca şi sarcina, la un debit mic, turația fiind corespunzătoare.

c. *rapiditatea pompei* n_q:

$$n_q = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

unde: n – turația [rot/min];
Q – debitul [m^3/min];
H – înălțimea de pompare.

Rapiditatea pompei la anumite valori critice, în funcție de care e împărțită în mai multe clase: R5, R10, etc.

n_q = 6,3; 9; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100.

d. *pierderile de sarcină*: trebuie să fie cât mai mici $\sum h_r \sim u_2^2 \sim n$

Avantajul unei turații mari fiind preponderente, deoarece creşte înălțimea de pompare, scade gabaritul, creşte productivitatea şi puterea de antrenare poate fi mai mică.

7.2. Calculul puterii hidraulice utile

Puterea hidraulică este dată de relația:

$$P_h = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{102} \text{ [W]}$$

unde: γ – greutatea specifică [daN/m^3];
Q – debitul [m^3/s];
H – sarcina [m].

7.2.1. Alegerea randamentelor

Stadiul actual al proiectului, reflectând cunoaşterea a relativ puține date: H, Q, n, R_h, n_q, fluidul de lucru, şi materialele pompei, nu permite un calcul riguros al randamentelor, recurgându-se la estimarea acestora la funcționarea pompei în punctul nominal.

7.2.1.1. Randamentul volumetric

Randamentul volumetric este dat de relația:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q_t - q}{Q_t} = 1 - \frac{q(H,n)}{Q_t} < 1$$

unde:

Q – debitul aspirat prin flanşa de aspirație;
Q_t – debitul teoretic sau debitul vehiculat prin rotor.

Randamentul volumetric ține cont de pierderile de debit la etanşarea rotorului. Debitul Q care intră (la aspirație) este egal cu debitul care iese (la refulare). Presiunea de la ieşire este mai mare decât presiunea la intrare. Datorită acestei diferențe de presiune apare un circuit parazit de lichid (debit parazit).

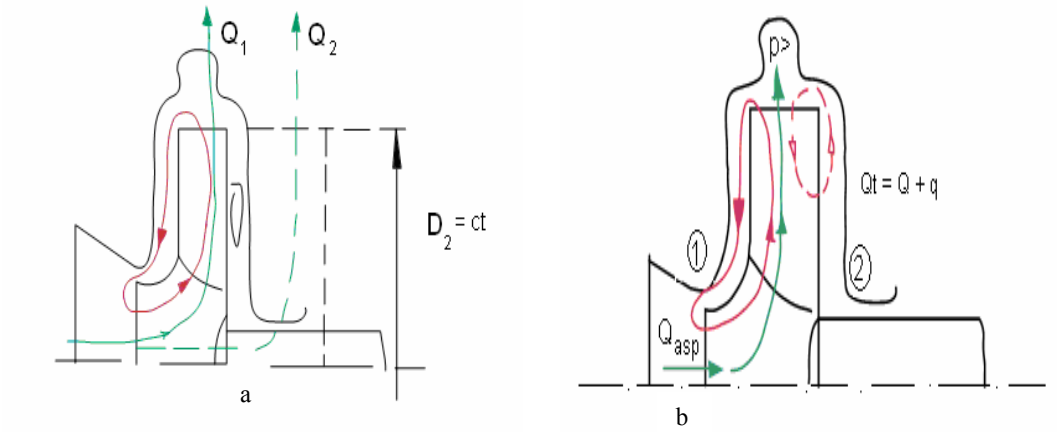


Fig. 3. Pierderi de debit în rotor
a. etanşare cui contact, etanşare longitudinală cu material moale;
b. etanşare fără contact, prin labirint.

Deci în rotor se găseşte un debit:

$$Q_t = Q + q$$

acesta este un debit teoretic şi este constant; din experienţa de proiectare şi exploatare valoarea randamentului volumetric este cuprinsă în intervalul $\eta_v \in [0{,}85 \div 0{,}95]$.

Criteriile după care se determină valoarea concretă a randamentului η_v sunt: înălţimea de pompare, debitul, numărul de labirinţi (interstiţii faţă/spate), rapiditate.

De exemplu daca folosim i = 2 labirinţi debitul parazit q creşte şi randamentul volumetric η_v scade, iar dacă folosim un labirint debitul parazit scade şi randamentul volumetric η_v creşte.

Rapiditatea pompei n_q este direct proporţională cu randamentul volumetric, influenţându-l în mod corespunzător.

Dacă înălţimea de pompare H este mică, debitul parazit este destul de mic, deci randamentul volumetric va fi destul de ridicat.

Dacă consideram randamentul în funcţie de construcţia rotorului atunci pentru un rotor de lăţime mică va rezulta un debit parazit q mic vom avea rapiditatea pompei n_q mai mică şi randamentul volumetric η_v mai mic. Pentru un rotor lat va rezulta un debit parazit q mare având rapiditatea pompei n_q mai mare şi randamentul volumetric η_v mai mare.

7.2.1.2. Randamentul hidraulic

Randamentul hidraulic este dat de relaţia:

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} = \frac{H_t - \sum h_r}{H_t} = 1 - \frac{\sum h_r}{H_t} < 1$$

unde:

H – înălţimea de pompare realizată de o pompă cu rotor real care vehiculează fluid real;

H_t – înălţimea de pompare teoretică, realizată de o pompă care are ca rotor real dar care vehiculează un fluid ideal;

$\sum h_r$ - suma pierderilor de sarcină în pompă, între flanşa de aspiraţie şi cea de refulare;

Urmărind traseul fluidului: flanşa de aspiraţie – racordul de aspiraţie – canalul rotoric – canalul carcasei – racordul de refulare, se constată că apar atât pierderi de sarcină distribuită cât şi pierderi locale.

$$\sum h_r = \sum h_d + \sum h_l$$

unde:

$\sum h_d$ - pierderi distribuite;

$\sum h_r$ - pierderi locale.

După efectuarea înlocuirilor vom avea mai departe următoarea relaţie pentru calculul pierderilor de sarcină în pompă:

$$\sum h_r = \frac{v^2}{2g}\left(\sum \xi + \lambda \frac{l}{d}\right)$$

unde:

$\sum \xi$ - pierderi locale: la intrarea în confuzor, în cotul rotorului, în difuzorul carcasei spirale, prin şoc hidraulic (dacă fluidul loveşte dintr-o parte);

$\lambda \frac{l}{d}$ - pierderi liniare: la intrare (în ştuţ), în canalul rotoric, în carcasa spirală, la ieşire.

Randamentul uzual se încadrează în valorile: $\eta_h \in [0{,}8 \div 0{,}93]$.

Criteriile de alegere a randamentului hidraulic sunt următoarele:

- puterea hidraulică utilă P_h – daca avem de a face cu o putere hidraulică mică proporţională cu raza hidraulică adică ca şi aceasta din urmă să aibă o valoare scăzută, atunci valoarea randamentului hidraulic η_h va creşte.
- raza hidraulică R_h – variază direct proporţional cu rapiditatea şi anume pentru o valoare ridicata a acesteia va creşte şi valoarea randamentului hidraulic.
- turaţia – pentru turaţii cu valori relative mici, randamentul scade; pentru turaţii cu valori relative mari, valoarea randamentului va creşte.
- construcţie – pentru rugozităţi mari ale suprafeţei vom avea pierderi de sarcină mari deci randamentul scade.

7.2.1.3. Randamentul mecanic

Randamentul mecanic este dat de relaţia:

$$\eta_m = \frac{P_{tz}}{P_a} = \frac{P_a - P_m - P_{fd}}{R_a} = 1 - \frac{P_m}{P_a} - \frac{P_{fd}}{P_a} = \eta_M - \xi_{fd}$$

unde:

$P_{tz} = \gamma \cdot Q_t \cdot H_{tz}$ – puterea din palele rotorice transferată fluidului;

P_m – pierderile mecanice în lagăre şi etanşare;

$P_{fd} = k\left(\frac{B}{D_2}, \mathrm{Re} = \frac{D_2 u_2}{\nu}\right) \cdot \gamma_{fluid} \cdot D_2^2 \cdot u_2^3 = k' \cdot \gamma \cdot D_2^5 \cdot n^3$ - puterea pierdută prin frecarea discurilor;

$\eta_M = 1 - \frac{P_M}{P_a}$ - randamentul mecanic propriu-zis;

ξ_{fd} – coeficient de frecare a discului.

$$P_m = P_r + P_{et}$$

unde:

$P_r = (0{,}5 \div 1{,}5)\ \% P_a$ – pierderile în rulmenţi;

$P_{et} = (2 \div 4)\ \% P_a$ – pierderi în etanşare;

$P_{fd} = (7 \div 15)\ \% P_a$ – pierderi prin frecarea discurilor.

Randamentul total va avea relaţia:

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m$$

7.3. Calculul puterii de antrenare şi alegerea motorului electric

7.3.1. Calculul puterii de antrenare

Randamentul total este dat de relația:

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_a}$$

va rezulta:

$$P_a = \frac{P_h}{\eta_t}$$

unde: P_a – puterea de antrenare.

7.3.2. Alegerea motorului electric

Alegerea motorului electric se face funcție de puterea de antrenare necesară şi turație, astfel încât va fi îndeplinită relația:

$$P_{ME} \geq P_a$$

Din STAS 1893-72 se alege tipul motorului.

Coeficientul de suprasarcină se calculează cu relația:

$$k_s = \frac{P_{ME}}{P_a} = 1{,}05 \div 1{,}4$$

dacă această condiție este îndeplinită înseamnă că motorul este bine ales.

7.4. Calculul arborelui (alegerea penei şi verificarea ei, calculul intrării în rotor, calculul ieşirii din rotor, alegerea flanşei de aspirație)

7.4.1. Predimensionarea arborelui

Se face un calcul de predimensionare la torsiune. Se calculează momentul de torsiune cu relația:

$$Mt = \frac{P_{ME}}{\omega} = \frac{P_{ME}}{\frac{2\pi \cdot n}{60}} \quad [\text{N}\cdot\text{m}]$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_p} = \frac{M_t}{\frac{\pi d_a^3}{16}} = \frac{16M_t}{\pi d_a^3} \leq \tau_{at} \Rightarrow d_a = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \tau_{at}}}$$

τ_a - se alege în funcție de materialul din care este confecționat arborele.

d_a – se recomandă a fi multiplu de 5.

Diametrul de etanşare:

$d_e = d_a + 5$ mm = 15 mm

Diametrul rotorului:

$d_b = 1{,}6 \cdot d_a = 24$ mm

Lungimea capătului de arbore:

$$l_a = 20^{+0,007}_{-0,002}\ [\text{mm}]$$

7.4.2. Alegerea, calculul şi verificarea penei

Rotorul pompei se va fixa pe arbore cu o pană paralelă cu capete rotunde, figura 4, conform STAS 1004-85. În funcție de d_a se alege pana corespunzătoare.

Lungimea de contact: $l_c = l - b$

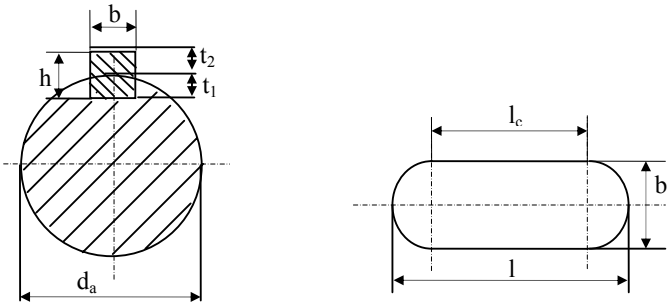


Fig.4. Pană paralelă

a. Verificarea la presiunea de contact:

$$F \cdot d_a = M_t$$

$$p_c \cdot \frac{h}{2} \cdot l_c = F$$

rezultă:

$$p_c \cdot \frac{h}{2} \cdot l_c = \frac{M_t}{d_a}$$

sau:

$$p_c = \frac{2M_t}{h \cdot l_c \cdot d_a} \le p_{ac}$$

b. Verificarea la forfecare:

$$F \cdot d_a = M_t$$

$$\tau_f \cdot b \cdot l_c = F$$

rezultă:

$$\tau_f \cdot b \cdot l_c = \frac{M_t}{d_a}$$

sau:

$$\tau_f = \frac{M_t}{b \cdot l_c \cdot d_a} \le \tau_{af}$$

7.5. Calculul intrării în rotor

Principalii parametri ai intrării în rotor sunt prezentai în figura 5.

a. Calculăm debitul teoretic:

$$Q_t = \frac{Q}{\eta_v} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

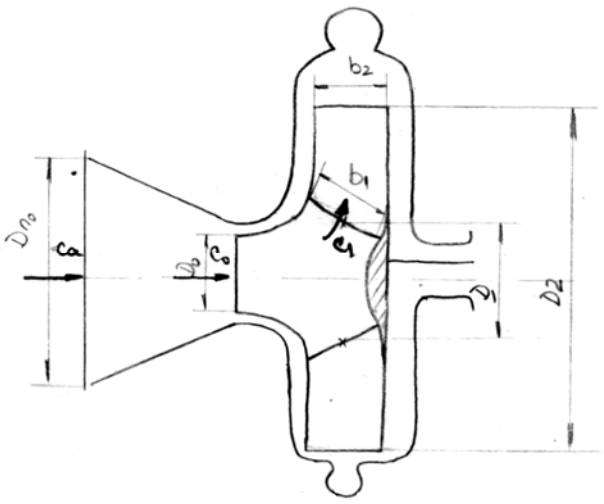


Fig. 5. Parametrii intrării în rotor

b. Viteza absolută imediat înainte de intrarea în rotor:

$$c_0 = (0{,}06 \div 0{,}08) \cdot \sqrt[3]{Q_t \cdot n^2}$$

c. Diametrul la intrarea în rotor:

$$\frac{\pi D_0^2}{4} \cdot c_0 = Q_t$$

rezultă:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q_t}{\pi \cdot c_0}}$$

d. Alegem flanşa de aspiraţie:

$D_{na} \geq D_0$ STAS 8696-85

$c_{na} \leq c_o$

e. Calculăm diametrul de intrare în paletaj:

$D_1 = (0{,}8 \div 1{,}1) \cdot D_0$

Se tine cont de faptul că D_1 creşte odată cu scăderea rapidităţii n_q.

f. Calculăm viteza absolută la intrarea în paletaj:

$c_1 \cong c_{m1} = \tau_1 \cdot c_o$

unde:

τ_1 – coeficient de contracţie a secţiunii la diametrul D_1, datorită grosimii palelor.

$\tau_1 = 1{,}05 \div 1{,}25$

g. Viteza de transport la intrare:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \text{ [m/s]}$$

h. Unghiul relativ al palei la intrare:

$$tg\beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_1}$$

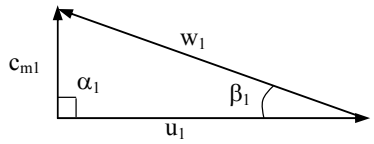


Fig. 6. Triunghiul de viteze la intrarea în rotor

i. Lăţimea palei la intrare:

$$b_1 = \frac{Q_t \tau_1}{\pi D_1 c_{m1}} \text{ [m]}$$

7.6. Calculul ieşirii din rotor

Metoda I (grafică)

În funcție de rapiditatea pompei D_2 rezultă prin aflarea raportului: $\frac{D_2}{D_0} = f(n_q)$

Metoda II

Se exprimă înălțimea de pompare $H = D_2^2 n^2 k$.

unde: $k = f(\beta_2)$

rezultă: $D_2 = \sqrt{\frac{H}{n^2 k}}$

Metoda III (inginerească)

$$H = \psi(\beta_2)\frac{u_2^2}{2g} = k(\beta_2)\frac{n^2 D^2}{10^4}$$

β_2 – este tipizat: 30°, 45°, 60°.

Pentru un H mare va rezulta un β_2 mare; p_m mare va rezulta că şi β_2 va trebui ales mai mare.

Calculul numărului de pale:

$$z = 2\pi \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin\frac{\beta_2 + \beta_1}{2}$$

Metoda IV (exactă)

Se află diametrul D_2 cu metoda I (grafică) după care se calculează înălțimea de pompare pentru fluidul ideal şi numărul implicit de pale:

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} u_2 \cdot c_{u_2} = \frac{H(1+p)}{\eta_h}$$

unde:

H – înălțimea de pompare;

η_h – randamentul hidraulic.

$$p = \psi(\beta_2)\frac{r_2^2}{z \cdot S}$$

unde:

$$r_2 = \frac{D_2}{2};$$

p – coeficient reducător de sarcină dat de numărul finit de pale;

S – momentul static al liniei medii de curent (se consideră rotorul pur radial);

$$S = \int_1^2 r \, \mathrm{d}\, r = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$$

$z \in (6 \div 11)$ – număr de pale.

$$z = 2\pi \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

Pentru ieşirea din rotor triunghiul vitezelor este reprezentat în figura 7.

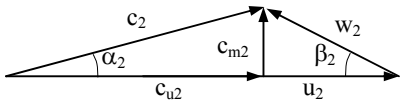


Fig. 7. Triunghiul de viteze la ieşirea din rotor

$$tg\beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}}$$

$$c_{m2} = \tau_2 \cdot c_0$$

Se exprimă $$c_{u2} = \frac{gH(p+1)}{u_2 \cdot \eta_h}$$

şi rezultă: $$u_2 - c_{u2} = \frac{c_{m2}}{tg\beta_2}$$

de unde: $$u_2 - \frac{gH(p+1)}{u_2 \cdot \eta_h} = \frac{c_{m2}}{tg\beta_2}$$

$$b_2 = \frac{\tau_2 \cdot Q_t}{\pi \cdot D_2 c_{m2}}$$

$$tg\alpha_2 = \frac{c_{m2}}{c_{u2}}$$

7.7. Trasarea profilului canalului rotoric în plan meridian şi în plan paralel

Se urmăreşte determinarea unei linii de curent intermediară, determinarea poziției muchiei de intrare, figura 8, trasarea palei după mai multe metode de trasare.

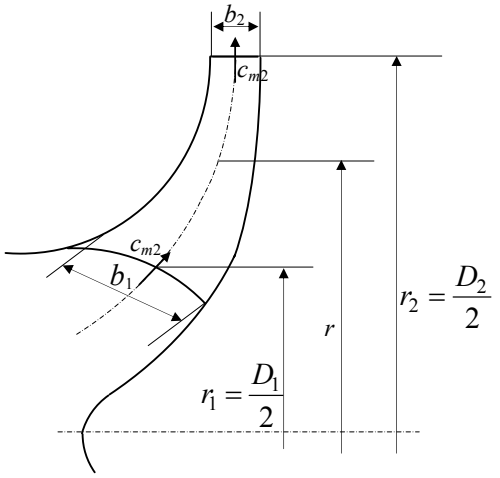


Fig.8. Profilul canalului rotoric

Prin variația b(r) se urmăreşte trasarea profilului canalului rotoric. Variația $c_{m1} \rightarrow c_{m2}$ trebuie să fie continuă. La pompe se dimensionează parcursul canalului rotoric admițând variația monotonă a vitezei meridiane sau constanța ei. Se fac următoarele ipoteze:

- $c_{m1} = c_{m2} = c_m = ct.$
- variația grosimii profilului s = s(r); funcție de experiența proiectantului;
- variația unghiului $\beta = \beta(r)$

Corespunzător diagramelor de variație enunțate mai sus, alcătuim următorul tabel:

Nr. pct.	r [cm]	s [cm]	β [°]	$t = \frac{2\pi \cdot r}{2}$ [cm]	$\sigma = \frac{s}{\sin\beta}$ [cm]	$\tau = \frac{t}{t-\sigma}$	$b(r) = \frac{\tau_i \cdot Q_t}{2\pi \cdot r_i \cdot c_m}$ [m]

Din aceste calcule rezultă forma discului de acoperire.

Se duc cercuri de diametru b(r) tangente la discul principal, iar înfăşurătoarea acestor cercuri dă forma discului de acoperire. Discul principal este puțin mai gros. Pentru fontă grosimea tehnologică indicată este de 2...4 mm.

7.7.1. Determinarea unei linii de curent intermediară

Se face pentru trasarea muchiei de intrare a palei şi pentru pala dublu curbată în

spaţiu. Fluxul hidrodinamic se trasează în ipoteza curgerii potenţiale a unui fluid ideal fără pierdere, dar şi fără câştig de energie ($\Sigma h_r = 0$ şi c_u perpendiculară pe planul meridian).

Linia de curent centrală se va abate de la axul canalului. Repartiţia de viteze la ieşire este constantă.

Ducem o linie de curent arbitrară astfel încât să împartă lăţimea rotorului b_2 în două părţi egale şi să împartă rotorul rotorul în două subrotoare prin care să treacă acelaşi debit.

$$\frac{1}{2}\frac{\pi D_0^2}{4} = \frac{\pi D_x^2}{4} \quad \text{rezultă:} \quad D_x = \frac{D_0}{\sqrt{2}}$$

unde: D_x - este exact în dreptul diametrului D_0.

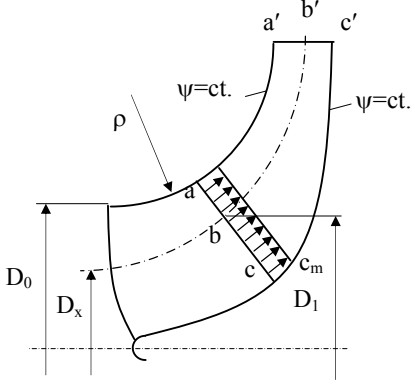


Fig.9. Linia de curent intermediară

Considerăm *bb′* o linie de curent.

Ştim că $\psi \perp \varphi$

unde: ψ - linie de curent;

φ - potenţialul vitezelor.

Mişcările potenţiale sunt date de funcţii monogene olomorfe:

$$f(z) = \varphi(x,y) + i\psi(x,y)$$

$$z = x + iy$$

$$\bar{v} = grad\varphi = \nabla\varphi = \bar{i}\frac{\partial\varphi}{\partial x} + \bar{j}\frac{\partial\varphi}{\partial y}$$

$$\begin{cases} u = \dfrac{\partial\varphi}{\partial x} \\ v = \dfrac{\partial\varphi}{\partial y} \end{cases}$$

Ecuaţia unei linii de curent este următoarea:

$$\frac{dx}{u} = \frac{dy}{v} \quad \text{rezultă:} \quad \psi(x,y) = ct.$$

Relaţiile Cauchy-Riemann: $\begin{cases} u = \dfrac{\partial\varphi}{\partial x} = \dfrac{\partial\psi}{\partial y} \\ v = \dfrac{\partial\varphi}{\partial y} = -\dfrac{\partial\psi}{\partial x} \end{cases}$

Se trasează reţeaua ortogonală de linii de curent ψ = ct. şi linii de potenţial de

viteză φ = ct. mereu vom avea ψ ⊥ φ.

Diagonalele trebuie să fie curbe continue, fără inflexiune. De-a lungul oricărei linii de potenţial atât subrotorul A cât şi în B au loc:

1. ecuaţia de continuitate:

$$2\pi \cdot r \cdot \Delta b \cdot c_m = ct. = \frac{Q}{2}$$

2. legea cuplului hidraulic constant:

$\rho \cdot c_m = ct.$ $\rho \sim \Delta S$

Prin împărţirea celor două relaţii se obţine relaţia $r\frac{\Delta b}{\Delta S} = ct.$, care trebuie verificată pentru fiecare linie de potenţial.

$$\frac{r_{iA} \cdot \Delta b_{iA}}{\Delta S_{iA}} = \frac{r_{iB} \cdot \Delta b_{iB}}{\Delta S_{iB}}$$

Dacă nu se verifică relaţia se modifică Δb.

Nr. linii		r [cm]	Δb [cm]	ΔS [cm]	$r\frac{\Delta b}{\Delta S} = ct.$

7.7.2. Determinarea poziţiei muchiei de intrare

Se face din condiţia ca pala să fie egal solicitată mecanic de-a lungul celor trei linii de curent, deci momentele statice să fie aceleaşi.

$$S_{bb'} = \int r \, \mathrm{d}l = \Delta l \sum r_i$$

$$S_{aa'} = S_{bb'} = S_{cc'}$$

Se scurtează ultimul segment astfel încât $S_{aa'} \cong S_{bb'}$, analog $S_{bb'} \cong S_{cc'}$ de unde rezultă muchia de intrare.

7.7.3. Trasarea palei în plan paralel

Spre deosebire de ventilatoare, la pompe pala poate fi un arc de cerc, două arce de cerc sau profilul ei se poate trasa prin puncte (metodă exactă).

7.7.4. Trasarea palei simplu curbate în spaţiu

Ducem cercurile de diametre D_{1B} şi D_2. Ducem un diametru vertical, notând cu

A punctul de deasupra. Din A ducem dreapta (Δ_1) înclinată cu unghiul β_2 faţă de diametru şi (Δ_2) din centru, înclinată cu unghiul $\beta_1 + \beta_2$.

Notăm intersecţia dreptei (Δ_2) cu cercul $C_{D_{1B}}$ cu M, iar intersecţia dreptei AM cu $C_{D_{1B}}$ cu B. Se duce mediatoarea segmentului AB, care intersectează (Δ_1) în punctul O_1.

Pala în plan paralel va fi arcul de cerc trasat cu centrul în O_1 de rază O_1A sau O_1B.

7.7.5. Trasarea palei dublu curbate în spaţiu

$$tg\beta_{1a_1b_1c} = \frac{c_{m1}}{u_{1a_1b_1c}} = \frac{c_m \cdot 60}{\pi \cdot D_{1a_1b_1c} \cdot n}$$

r [mm]	b(r) [mm]	β [°]	sinβ	$t = \frac{2\pi r}{z}$ [mm]	$\sigma = \frac{S}{\sin\beta}$	$\tau = \frac{t}{t-\sigma}$	c_m	$W = \frac{c_m}{\sin\beta}$	tgβ	S

7.8. Calculul carcasei spirale

Calculul carcasei spirale presupune calculul curbelor caracteristice (înălţimea maximă de aspiraţie, calculul curbei de sarcină), calculul masei rotorului, calculul forţelor radiale şi axiale în rotor, calculul distanţei optime dintre rotor şi carcasă, calculul labirinţilor, calculul rulmenţilor, etanşarea longitudinală, calculul săgeţilor statice şi dinamice.

7.8.1.Calculul parametrilor carcasei spirale

Forma carcasei spirale se studiază în plan meridian şi în plan paralel.

În plan meridian forma carcasei spirale poate fi circulară, trapezoidală şi piriformă. Forma circulară se aplică la pompe foarte mici şi de randament foarte scăzut, iar cea trapezoidală se foloseşte la suflante sau ventilatoare.

În plan paralel carcasele pot fi spirale sau inelare, pentru proiectul de faţă adoptând carcasa spirală.

Caracteristicile carcasei:

- raza de început a carcasei spirale: $r_3 = R_0 \rightarrow$ puţin mai mare decât raza r_2 a rotorului:

$$r_3 = (1{,}03 \div 1{,}05)\, D_2 / 2$$

- lăţimea carcasei spirale:

$b_3 = b_2 + 0{,}005\, D_2$

- există un efect de sucţiune (sugere) a lichidului astfel încât să se descarce presetupa.

Alegerea unghiului Γ:

$$tg\Gamma = \frac{tg\gamma}{\sin\alpha_3}$$

unde: $2\Gamma = 30° \div 60°$;

$\gamma_{max} = 7° \div 8°$; unghi real de difuzor;

$\alpha_3 = \alpha_2 = 10{,}74°$

Trebuie să calculăm secțiunea la diferite unghiuri astfel încât să poată trece un debit mi mare ca cel nominal.

$$Q_{CS} = (1{,}05 \div 1{,}25)\, Q$$

Alegem diverse raze şi calculăm debitul prin fiecare fâşie şi raportăm la debitul final. În funcție de acestea rezultă variația dR_i.

$$R_1 \cdot c_u = r_3\, C_{u3}$$

Din aproape în aproape se face tot calculul trecut în tabelul de mai jos:

Nr. crt.	R_i [mm]	$b(R_i)$ [mm]	c_u [m/s]	ΔQ [m^3/h]	$\Sigma\Delta Q$ [m^3/h]

$$dQ = c_u(R_i) \cdot b(R_i) \cdot dR_i$$

Se construieşte diagrama R = R(Q) cu ajutorul căreia se pot găsi razele Rφ, corespunzătoare diferitelor unghiuri pentru care facem calculul secțiunii.

$$Q\varphi = \frac{Q_{CS}}{360} \cdot \varphi$$

φ	0	45	90	135	180	225	270	315	360
Q_φ	0								
R_φ	0								

7.8.2.Calculul curbelor caracteristice

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} u_2 \left(u_2 - \frac{Q_t \cdot \tau_2}{\pi D_2 b_2 tg\beta_2} \right)$$

Graficul se construieşte prin tăieturi.

$$Q_t = 0 \Rightarrow H_{t\infty} = \frac{u_2^2}{g}$$

$$H_t = 0 \Rightarrow \frac{u_2^2}{g} = \frac{Q_t \cdot \tau_2}{\pi D_2 \cdot b_2 \cdot tg\beta_2}$$

Rezultă: $Q_t = \dfrac{\pi D_2 \cdot b_2 \cdot tg\beta_2 \cdot u_2^2}{g \cdot \tau_2}$

$H_{tz} = \varepsilon \cdot H_{t\infty} = 0{,}75 \cdot H_{t\infty}$

unde: ε se alege de la calculul diametrului D_2.

$H = H_{tz} - h_{frec} - h_{şoc}$

$h_{frec} = k \cdot Q_t^2$

$k = \dfrac{H_{tn}(1-\eta_{hn})}{Q_{tn}^2}$

$h_{şoc} = \dfrac{k}{2g}\left(1 - \dfrac{Q_t}{Q_{tn}}\right)^2 \left[u_1^2 + u_2^2 \dfrac{D_2}{D_4} \cdot \dfrac{1}{1+p}\right]$

$k = 0{,}3 + 0{,}6\dfrac{\beta_2}{90}$

$D_4 = 2R_0$

Se alege P_{aN} – puterea de antrenare nominală şi P_0 – puterea de mers în gol.

Se determină tangenta la curbă în punctul nominal:

$$tg\varepsilon = \frac{\gamma}{102 \cdot \eta_m}\left[3H_{real}^N - H_{t0} - \frac{H_{real}^N}{\eta_h^N}\right]$$

Cu ajutorul tangentei se determină curba Pa = Pa(Q).

Curba: $\eta_h = \eta_h(Q)$

$$\eta_h(Q) = \frac{H_{real}}{H_{tz}}$$

7.8.3.Calculul masei rotorului

$M_{rotor} = M_{dp} + M_{da} + M_p + M_b$

Masa discului principal:

$$M_{dp} = \frac{1}{g}\frac{\pi}{4}\left(D_2^2 - D_b^2\right) \cdot S \cdot \gamma_{Fc}$$

Masa discului de acoperire:

$$M_{da} = \frac{1}{g}\frac{\pi}{4}\left(D_2^2 - D_0^2\right) \cdot S \cdot \gamma_{Fc}$$

Masa palelor:

$$M_p = \frac{1}{g} z \cdot \gamma \cdot \frac{D_2 - D_1}{2} \cdot \frac{b_1 - b_2}{2} \cdot \frac{S_1 + S_2}{2}$$

Masa butucului:

$$M_b = \frac{1}{g} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_b^2 - d^2) \cdot l_b \cdot \gamma$$

7.8.4.Calculul forței radiale

$$P = \frac{k \cdot H \cdot D_2 \cdot B_2}{2{,}31}$$

$$k = 0{,}36\left[1 - \left(\frac{Q}{Q_n}\right)^2\right]$$

$$P = 9795{,}81 \cdot k \cdot H \cdot D_2 \cdot B_2$$

unde: B_2 – lățimea rotorului la ieşire plus lățimea discurilor.

7.8.5.Calculul distanței optime dintre rotor şi carcasă

Acest calcul se leagă de puterea pierdută prin frecarea discurilor P_{fd}.

Dacă distanța este prea mare, energia consumată pentru întreținerea vârtejurilor este prea mare. Dacă distanța este prea mică, gradientul vitezei creşte.

$$P_{fd} = \int_{r_b}^{R_2} \eta \frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}n} \cdot 2\pi r \cdot \mathrm{d}r$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$\mathrm{Re}_\omega = \frac{\omega \cdot R_2^2}{\nu}$$

unde: $\nu = \frac{\eta}{\rho}$ - viscozitate cinematică;

η - viscozitate dinamică;

ρ - densitate.

Din diagrame se scoate raportul $\left(\frac{B}{R_2}\right)_{optim}$ din care rezultă B. Se va alege constructiv un anumit B.

7.8.6.Calculul labirinților

Lungimea:

$$l = \left(\frac{2gH_{pi} \cdot \pi^2 D_i^2 \delta_i^2}{q^2} - \sum \xi_i\right) \cdot \frac{2\delta}{\lambda}$$

$$H_{pi} = H_p - \frac{u_2^2}{2g} + \frac{u_i^2}{8g} = \left(1 - \frac{c_{u2}}{2u_2}\right) \cdot H_{t\infty}$$

$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} = 1 - \frac{q}{Q_t}$ rezultă: $q = Q_t(1 - \eta_v)$

$$\delta_{\min} = \sqrt{\frac{\gamma}{\beta}} = \frac{q}{\pi \cdot D_i}\sqrt{\frac{\sum \zeta_i}{2g \cdot H_{pi}}}$$

7.8.7.Calculul săgeții statice şi dinamice

7.8.8.Calculul greutății arborelui

$$G_a = \gamma \cdot V$$

7.8.9.Calculul săgeții dinamice

$$F_c = \frac{G_r}{g} \cdot \omega^2 \cdot e$$

unde: G_r – greutatea rotorului;
e – se determină constructiv.

$$I_z = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

$$f = \frac{P}{3E \cdot I_z}(l + a) \cdot a^2$$

unde: l – distanța dintre lagăre;
a – distanța dintre rotor şi rulment;

$$P = F_G + G_r + G_a$$

7.8.10.Calculul săgeții statice

$$f_1 = 2 j_r \cdot \frac{a}{l} + j_r$$

BIBLIOGRAFIE

1. Anton,V., Popoviciu, M., Fitere, I. *Hidraulică şi maşini hidraulice*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1978.
2. Ciobanu, C., s.a. *Îndrumar de laborator de hidraulică şi maşini hidraulice*, Institutul Politehnic Iaşi, Facultatea de Mecanică, vol. I (Hidraulică), 1971.
3. Cioc, D. *Hidraulica*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1975.
4. Dumitrescu, D. *Hidraulica*, În : *Manualul inginerului*, vol. II, p. 231-289. Editura Tehnică, Bucureşti, 1966.
5. Dumitrescu, D. şi Iamandi, C. *Hidraulica*. În: *Manualul inginerului hidrotehnician*, vol. II, p.117-278. Editura Tehnică, Bucureşti, 1969.
6. Dumitrescu, D. şi Ernest Răzvan. *Disiparea energiei şi disipatori de energie*. Editura Tehnică, Bucureşti, 1972.
7. Florea, Julieta şi Zidaru, Gh. *Bazele hidraulicii. Culegere de probleme*. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1969.
8. Florea, Julieta şi Izbăşoiu, C.,E. *Hidraulica şi maşini hidraulice* (litografiat). Institutul Politehnic Bucureşti, 1974.
9. Florea, J., Panaitescu, V. *Mecanica fluidelor*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1979.
10. Florescu Iulian *Mecanica fluidelor şi maşini hidrapneumatice* Editura Alma Mater Bacău, 2000, ISBN 973-99703-0-3.
11. Florescu Iul., Florescu D., Olaru Ionel, *Mecanica fluidelor şi maşini hidraulice.* Îndrumar de laborator, Editura Tehnica Info Chişinău, 2003 ISBN 9975-63-222-X.
12. Florescu Iulian, Florescu Daniela, *Hidraulica* Editura Tehnica Info Chişinău, 2006, ISBN 978-9975-63-282-9
13. Ionescu, E., M., Stoicescu, Maria *Hidraulică generală. Îndrumar de laborator*, Institutul de Petrol şi Gaze, Ploieşti 1989.
14. Ionescu, D., Isbăşoiu, E. *Mecanica fluidelor şi maşini hidraulice*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1980.
15. Ionescu, Dan, Gh. *Introducere în hidraulică*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1977.
16. Marinov, Anca, Maria *Mecanica fluidelor şi maşini hidropneumatice,* (partea întâi), Universitatea "Politehnica ", Bucureşti 1993.
17. Marinov, Anca, Maria *Mecanica fluidelor şi maşini hidropneumatice,* (partea a doua), Universitatea "Politehnica ", Bucureşti 1994.
18. Oprean, V. *Acţionări hidraulice*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1976.
19. Oroveanu, T. *Mecanica fluidelor vâscoase*, Editura Academiei, Bucureşti, 1967.
20. Pavel, Dorin. *Maşini hidraulice*, 2 vol., Editura Energetică de Stat, Bucureşti, 1955 (vol I) – 1956 (vol II).
21. Pavel, Dorin. *Staţii de pompare şi reţele de transport hidraulic*. Editura Didatică şi Pedagogică, Bucureşti, 1964.

22. Pavel, D., Zarea, Şt. *Turbine hidraulice şi echipamente hidroenergetice*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1968.
23. Reynolds, A., J. *Turbulent Flows in Engineering*. John Wilei & Sons, London, 1974.
24. Robescu, Dan şi Robescu, Diana. *Dinamica fluidelor polifazate, transport şi depoluare. Îndrumar de laborator*, Universitatea Politehnica Bucureşti, 1995.
25. Zidaru, Gh. *Hidodinamica reţelelor de profile* (litografiat), Institutul Politehnic Bucureşti, 1974.